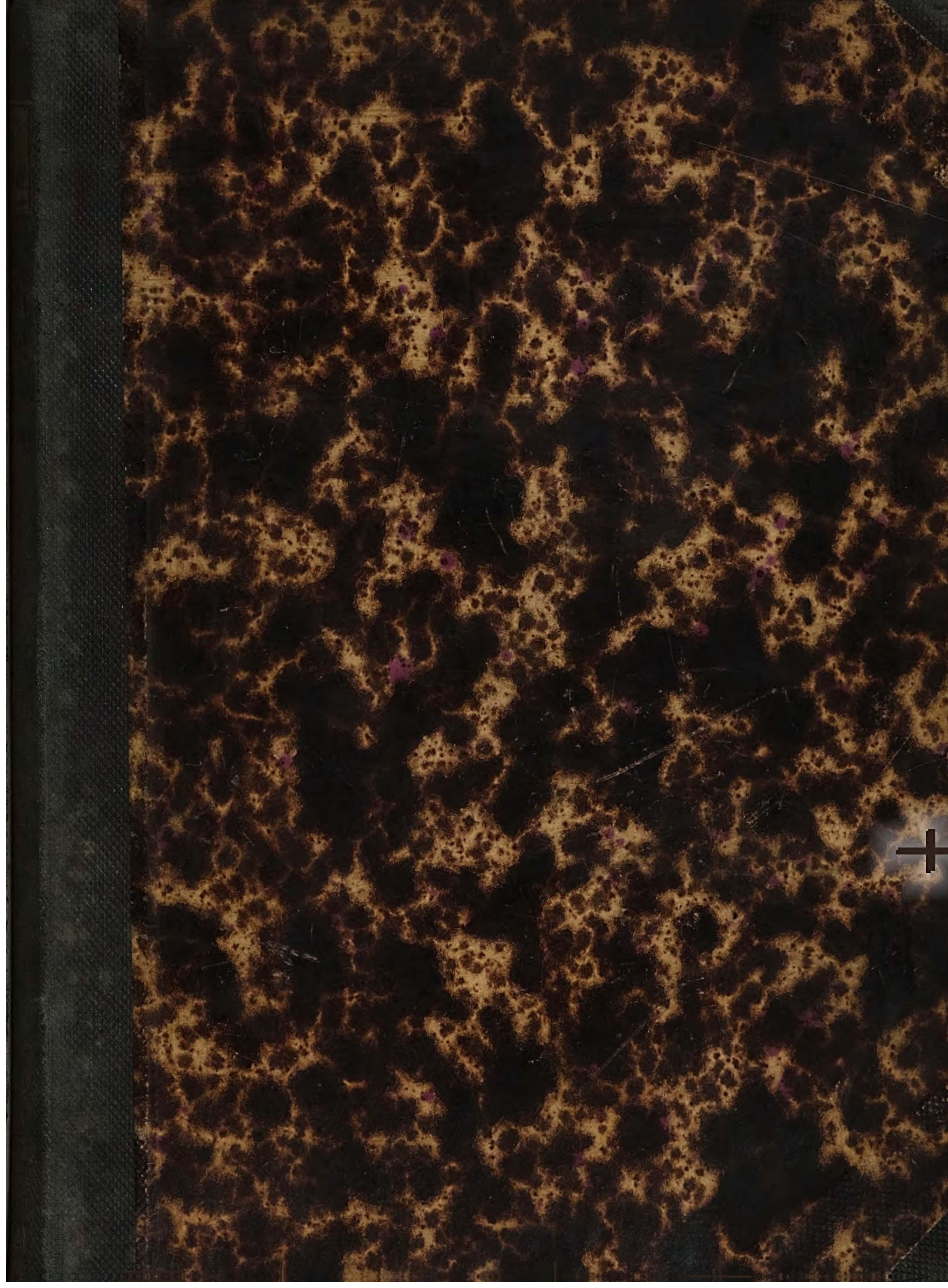




Tech. 24 ^{bu} (21) Bibliothek

Tech. 24^{su}

DIE MOTOREN

der

ELEKTRISCHEN MASCHINEN

mit Bezug auf

Theorie, Construction und Betrieb.

Von

Th. Schwartze.

Mit 133 Abbildungen.

WIEN. PEST. LEIPZIG.

A. HARTLEBEN'S VERLAG.

Preis 1 fl. 65 kr. = 3 Mark = 4 Francs = 1 R. 80 Kop.

513 Gx

A. Hartleben's Elektro-technische Bibliothek.

Die ausserordentlich grosse Anzahl von wichtigen Erfindungen der Neuzeit, denen die Anwendung der Elektrizität zu Grunde liegt, und die überraschenden Erfolge, welche in der Telegraphie, der Telephonie, der elektrischen Beleuchtung, der Galvanoplastik, der elektrischen Kraftübertragung, der Elektrolyse etc. während der letzten Jahre erzielt worden sind, zeigen, dass das Studium der Elektrizität in eine ganz neue Phase eingetreten ist und gegenwärtig einen vollständig veränderten Gesichtspunkt gewonnen hat.

Während früher die Elektrizitätslehre fast ausschliesslich den Physiker beschäftigte, ist heutzutage diese Wissenschaft in die Hände des Ingenieurs übergegangen, und die auf theoretischem und experimentellem Gebiete von den grossen Forschern unseres Jahrhunderts errungenen Resultate haben die Basis gelegt für einen neuen Zweig der angewendeten Physik, welcher an Bedeutung fast alle übrigen Zweige zu übertreffen scheint, nämlich die Elektro-Technik.

Noch vor wenigen Jahren glaubte das Publikum kaum an das Vorhandensein einer elektro-technischen Wissenschaft; die internationalen elektrischen Ausstellungen der letzten Jahre haben jedoch der Welt in glänzender Weise bewiesen, dass eine Elektro-Technik nicht nur vorhanden ist, sondern dass dieselbe auch bereits auf einer solchen Stufe der Entwicklung steht, dass Niemand mehr über die vielversprechende Zukunft derselben in Zweifel sein kann; mit jedem Tage wächst die Zahl der Erfindungen, die der Elektrizität immer weitere Kreise des menschlichen Lebens erschliessen, und wir stehen vor einer Aera, in der die Elektrizität viele andere Naturkräfte zu ersetzen berufen ist.

Um nun allen denen, die sich für Elektro-Technik interessiren, ihren praktischen Beruf oder die Uebersicht durch ein passendes literarisches Hilfsmittel zu erleichtern, hat die unterzeichnete Verlagsbuchhandlung sich entschlossen, eine Reihe von Handbüchern über angewendete Elektrizität zu veröffentlichen, welche von hervorragenden Fachmännern mit specieller Rücksicht auf die Bedürfnisse der Praxis verfasst sind und sich in Plan und Ausführung an die von derselben Verlagshandlung herausgegebene »Chemisch-technische Bibliothek« anschliessen.

Elektro-technische BIBLIOTHEK.

XXI. BAND.

Die
Motoren
der
elektrischen Maschinen

A. Hartleben's Verlag.
WIEN • PEST • LEIPZIG.



A. Hartleben's Elektro-technische Bibliothek.

In reich illustrierten Bänden, geheftet à 1 fl. 65 kr. ö. W. = 3 Mark = 4 Francs = 1 R. 80 Kop. Elegant gebunden à 2 fl. 20 kr. ö. W. = 4 Mark = 5 Fr. 35 Cts. = 2 R. 40 Kop.

Inhalt der Sammlung.

I. Band. Die magnetelektrischen und dynamoelektrischen Maschinen und die sogenannten Secundär-Batterien, mit besonderer Rücksicht auf ihre Construction. Von Gustav Glaser-De Cew. Vierte Auflage. — II. Band. Die elektrische Kraftübertragung und ihre Anwendung in der Praxis, mit besonderer Rücksicht auf die Fortleitung und Vertheilung des elektrischen Stromes. Von Eduard Jap ing. Zweite Auflage. — III. Band. Das elektrische Licht. Von Dr. A. v. Urbanitzky. Zweite Auflage. — IV. Band. Die galvanischen Batterien, Accumulatoren und Thermosäulen. Eine Beschreibung der hydro- und thermo-elektrischen Stromquellen, mit besonderer Rücksicht auf die Bedürfnisse der Praxis. Von W. Ph. Hauck. Zweite Auflage. — V. Band. Die Verkehrs-Telegraphie, mit besonderer Rücksicht auf die Bedürfnisse der Praxis. Von J. Sack. — VI. Band. Telephon, Mikrophon und Radiophon, mit besonderer Rücksicht auf ihre Anwendungen in der Praxis. Von Theodor Schwartze. Zweite Auflage. — VII. Band. Die Elektrolyse, Galvano-plastik und Reinmetallgewinnung, mit besonderer Rücksicht auf ihre Anwendung in der Praxis. Von Eduard Jap ing. Zweite Auflage. — VIII. Band. Die elektrischen Mess- und Präcisions-Instrumente. Ein Leitfaden der elektrischen Messkunde. Von A. Wilke. Zweite Auflage. — IX. Band. Die Grundlehren der Elektrizität, mit besonderer Rücksicht auf ihre Anwendungen in der Praxis. Von W. Ph. Hauck. — X. Band. Elektrisches Formelbuch mit einem Anhang, enthaltend die elektrische Terminologie in deutscher, französischer und englischer Sprache. Von Prof. Dr. P. Zech. — XI. Band. Die elektrischen Beleuchtungs-Anlagen, mit besonderer Berücksichtigung ihrer praktischen Ausführung. Von Dr. A. von Urbanitzky. Zweite Auflage. — XII. Band. Die elektrischen Einrichtungen der Eisenbahnen und das Signalwesen. Von L. Kohlfürst. — XIII. Band. Die elektrischen Uhren und die Feuerwehr-Telegraphie. Von Dr. A. Tobler. — XIV. Band. Die Haus- und Hôtel-Telegraphie. Von O. Canter. — XV. Band. Die Anwendung der Elektrizität für militärische Zwecke. Von Dr. Fr. Wächter. — XVI. Band. Die elektrischen Leitungen und ihre Anlage für alle Zwecke der Praxis. Von J. Zacharias. — XVII. Band. Die elektrische Eisenbahn bezüglich ihres Baues und Betriebes. Von Josef Krämer. — XVIII. Band. Die Elektro-Technik in der praktischen Heilkunde. Von Prof. Dr. Rudolf Lewandowski. — XIX. Band. Die Spannungs-Elektrizität und ihre technischen Anwendungen. Von Prof. K. W. Zenger. — XX. Band. Die Weltliteratur der Elektrizität und des Magnetismus, 1860—1883. Von Gustav May. — XXI. Band. Die Motoren der elektrischen Maschinen mit Bezug auf Theorie, Construction und Betrieb. Von Theodor Schwartze. — XXII. Band. Die Generatoren hochgespannter Elektrizität. Von Prof. Dr. J. G. Wallentin. — XXIII. Band. Das Potential und seine Anwendungen bei der Erklärung elektrischer Erscheinungen. Von Dr. O. Tumlirz. — u. s. w., u. s. w.

Jeder Band ist für sich vollkommen abgeschlossen und einzeln käuflich.

Preis geheftet à 1 fl. 65 kr. ö. W. = 3 Mark = 4 Francs = 1 R. 80 Kop. ; elegant gebunden à 2 fl. 20 kr. ö. W. = 4 Mark = 5 Fr. 35 Cts. = 2 R. 40 Kop. Die Sammlung kann auch in Lieferungen à 30 Kr. ö. W. = 60 Pf. = 80 Cts. = 36 Kop. bezogen werden.

Einzelne Werke werden nur in der Bandausgabe ausgegeben.

Einbanddecken pro Band 40 kr. ö. W. = 75 Pf. = 1 Fr. = 45 Kop.

A. Hartleben's Verlag in Wien, Pest und Leipzig.

DIE MOTOREN

der

ELEKTRISCHEN MASCHINEN

mit Bezug auf

Theorie, Construction und Betrieb.

Von

Th. Schwartz.

Mit 133 Abbildungen.



WIEN, PEST, LEIPZIG,
A. HARTLEBEN'S VERLAG.
1884.



Alle Rechte vorbehalten.

Druck von Friedrich Jasper in Wien.

V o r w o r t.

So lange für uns die Hauptquelle der Elektrizitätserzeugung in der mechanischen Arbeit liegt, haben auch die dynamischen Kraftlieferungsmaschinen, die sogenannten Motoren, für den Elektrotechniker Interesse, und es dürfte daher wohl gerechtfertigt erscheinen, denselben in dieser elektrotechnischen Bibliothek ein besonderes Bändchen zu widmen.

Der Verfasser ist bei der Behandlung der für den Dienst in der Elektrotechnik geeignet erscheinenden Motoren bezüglich deren Theorie und Construction nur so weit gegangen, als für den vorliegenden Zweck nothwendig erscheint und als der Umfang dieses Buches ihm gestattete. Er glaubt aber nichts für das hier zu wünschende Verständniss Wesentliches übergangen zu haben. Wenn er der Behandlung der Dampfmaschine den grössten Raum gönnte, so liegt der Grund darin, dass dieselbe noch immer der wichtigste Motor des Grossbetriebes ist, wenn auch in vereinzelten Fällen die Gasmaschine als vollgiltige Rivalin mit in die Schranken getreten ist. Auch haben die im Abschnitt Dampfmaschinen

behandelten Gesetze der Wärmewirkung zum grossen Theil ihre Giltigkeit für die Wärmemotoren überhaupt, und ist deren Erkenntniss daher auch für die Heissluft- oder Gasmaschinen wichtig. Eine ausführlichere Behandlung der Feuerungsanlagen schien mit Rücksicht auf den in jedem technischen Betriebe hervortretenden Wunsch der Brennstoffökonomie und der möglichsten Rauchverhütung geboten.

Der Verfasser und Verleger glauben mit diesem Büchlein einem Bedürfnisse zu begegnen, und die Verlagsbuchhandlung hat die Kosten nicht gescheut, durch zahlreiche Illustrationen dessen Inhalt besonders lehrreich zu machen.

Der Verfasser.

Inhalt.

	Seite
Vorwort	V
Inhalt	VII
Illustrations-Verzeichniss	IX
Register	XI
Einleitung	1

Mittel zur Entwicklung der elektrischen Wirkung. — Elementarkräfte. — Wärme als Grundursache aller Bewegungen. — Wind- und Wasserkraft. — Maschinenbetrieb durch Sonnenwärme. — Aufgespeicherte Wärme. — Wärmekraftmaschinen. — Beschaffenheit der Materie. — Statische und dynamische Wärme. — Verbrennungsprocess. — Elektrizität.

I. Windmotoren 23

Schaufelrad und Flügelrad. — Purger's Tourbillon-Windmotor. — Bohlken's horizontales Windrad. — Halladay's Windrad. — Triebkraft des Windes. — Leistung der Windräder.

II. Wassermotoren 45

Die Wasserkraft. — Ausnutzung der Wasserkräfte. — Horizontale und verticale Wasserräder. — Theorie der Turbinen. — Arten der Turbinen. — Regulirvorrichtungen für Turbinen. — Rundschützen und Rollschützen. — Turbinen für Kleinbetrieb. — Turbinen für Grossbetrieb.

III. Die Dampfmaschine 106

Bildung des Wasserdampfes. — Eigenschaften des Wasserdampfes. — Das Mariotte'sche und Gay-Lussac'sche Gesetz. — Die absolute Temperatur. — Temperatur und

Spannung des Wasserdampfes. — Das mechanische Aequivalent der Wärme. — Die Dampferzeugung. — Die Brennmaterialien. — Die Feuerungsanlagen. — Die Roste. — Gasfeuerungen und Halbgasfeuerungen. — Die Dampfkessel. — Die Wirkung des Dampfes in der Dampfmaschine. — Gesättigter und überhitzter Dampf. — Die Expansion. — Der Kreisprocess. — Das Diagramm der Dampfarbeit. — Berechnung der Dampfarbeit. — Mittlerer Druck. — Der Indicator. — Das Indicatordiagramm. — Die gemischte Expansion. — Der schädliche Raum. — Die Compression. — Die Wärmeverluste im Dampfmaschinen-cylinder. — Die Compoundmaschinen. — Die Dampfmaschinensteuerungen. — Die Schiebersteuerung mit Excenter. — Die Corliss-Steuerung. — Die Ventilsteuerung. — Woolf-Maschinen. — Betrieb der Dynamomaschine durch Dampfmotoren.

IV. Die Heissluft- und Gasmotoren 258

Umsetzung der Wärme in mechanische Arbeit. — Heissluftmaschine. — Die Gasmaschinen. — Bishop's Gasmotor. — Otto's Gasmotor.

V. Die Regulatoren 280

Statische und astatistische Regulatoren. — Geschwindigkeitsmesser und Stellzeug. — Arten der Regulatoren. — Theorie der Regulatoren. — Centrifugalregulatoren. — Widerstandsregulatoren. — Allan's Regulator. — Durham's Regulator. — D'Auria's Regulator. — Regulator für hydraulische Motoren.

VI. Bestimmung der Leistung der Motoren 305

Die Berechnung der theoretischen Leistung. — Nutzeffect. — Gütegrad. — Bremsarbeit. — Dynamometer.

Illustrations-Verzeichniss.

Fig.	Seite
1. Purger's Tourbillon-Windmotor	26
2—4. Bohlken's horizontales Windrad	29
5—7. Halladay's Windrad	34
8—13. Zur Turbinentheorie	54
14—17. Zur Construction der Turbinen	67
18—23. Turbinenregulirungen	80
24. Kleine Verticalturbine von Escher, Weyss & Comp.	88
25—31. Kleine Verticalturbinen von Bell & Comp.	92
32—34. Verticalturbinen von 30 Pferdestärken	98
35—38. Koester's Turbine	104
39. Mehl's Planrost für klare Kohle	124
40—41. Treppenrost	125
42. Balzano's Klarkohlenrost	126
43—44. Tenbrink's Feuerung	130
45. Rauchlose Halbgasfeuerungen	132
46—47. Haupt's Gasfeuerung	134
48—49. Schaffer's Gasfeuerung	136
50—53. Heiser's Gasfeuerung	138
54—55. Einfacher Cylinderkessel	140
56—57. Siederkessel	141
58. Balzano's Dreirohrkessel	142
59—60. Flammrohrkessel	143
61—62. Root's Wasserrohrkessel	146
63. Feuerrohrkessel	148
64—66. Expansionscurven	164
67. Diagramm der Dampfarbeit	169

Fig.	Seite
68. Berechnung der Dampfarbeit	172
69. Diagramm des mittleren Dampfdruckes	173
70. Indicator	174
71—76. Diagramme fehlerhafter Dampfwirkung	176
77. Diagramm der gemischten Expansion	185
78—80. Diagramme zur Bestimmung des schädlichen Raumes .	188
81—85. Diagramme von Compoundmaschinen	202
86—88. Der Dampfvertheilungsschieber	214
89. Schieberdiagramm	218
90—91. Meyer-Steuerung	221
92—94. Rider-Steuerung	223
95. Meyer-Farcot-Steuerung	226
96—97. Corliss-Steuerung	228
98. Corliss-Maschine	229
99—102. Ventilsteuerungen	234
103—104. Woolf-Maschine	242
105—111. Direct rotirende Dampfmaschinen	246
112—114. Betrieb von Dynamomaschinen mit Dampfmaschine .	254
115—123. Otto's Gasmachine	268
124—125. Zur Theorie der Regulatoren	286
126. Allan's Regulator	294
127. Durham's Regulator	301
128—129. D'Auria's Regulator	303
130. Regulatoren für hydraulische Motoren	303
131. Prony'scher Zaum	307
132. Hefner-Altenack's Dynamometer	309
133. Ayrton und Perry's Dynamometer	311

Index.

- Absoluter Druck 117.
Adiabatische Expansion 166.
Aequivalent, mechanisches 118.
Aequivalent der Wärme 117.
Allan's Regulator 298.
Arbeit, mechanische 117.
Arbeit des Dampfes 168.
Arbeit der Dampfmaschine 306.
Aschenfall 120.
Auric's Regulator 302.
Auspuffwärme 194.
Balanciermaschine 245.
Bishop's Gasmotor 264.
Bohlken's Windrad 28.
Bolzano's Klarkohlenrost 126.
Bremse 307.
Brennmaterialien 120.
Calorie 118.
Centrifugalregulator 283.
Collmann-Steuerung 235.
Compoundmaschine 202.
Compression 178.
Condensation 212.
Corliss-Steuerung 228.
Cornwallkessel 142.
Cylinderkessel 139.
Dampf: Bildung des Dampfes 106.
Wärmeverbrauch bei der Verdampfung 107. Gesättigter und überhitzter Dampf 108. Verhältniss von Temperatur und Spannung bei dem Wasserdampfe 113. Dampftabelle 116. Absoluter und effectiver Druck 117. Arbeit des Dampfes 168. Expansion des Dampfes 162. Bestimmung d. Expansionsarbeit 170. Bestimmung des mittleren Dampfdruckes 172.
Dampfkessel: Arten der Dampfkessel 139. Einfacher Cylinderkessel 140. Siederkessel 145. Flammrohrkessel 143. Wasserrohrkess. 146. Feuerrohrkess. 145.
Dampfkesselfeuerungen 148.
Dampfmantel 196.
Dampfmaschine: Hauptarten. Compoundmasch. 198. Woolf- u. Receivermaschine 199. Arbeit des Dampfes in der Dampfmaschine 162. Schädlicher Raum 188. Wärmeverlust im Cylinder 193. Compression 178.
Druck des Windes 40.
Durham's Regulator 300.
Dynamometer 307.
Effectiver Druck 117.
Effective Leistung 306.
Elektricität 11.
Elementarkräfte 1.
Empfindlichkeit d. Regulatoren 281.
Excenter 214.
Expansionsarbeit 170.
Expansionsgrad 169.
Farcot-Steuerung 226.
Feuerraum 120.
Feuerungsanlage 119.
Flachschiebersteuerung 213.
Flammrohrkessel 143.
Füllungsgrad 169.
Gasmotor 258.

- Gay-Lussac'sches Gesetz 113.
 Gegendruck 177.
 Güteverhältniss 306.
 Halladay's Windmühle 34.
 Haupt's Feuerung 133.
 Heiser'sche Feuerung 137.
 Heissluftmaschine 258.
 Heizfläche 154.
 Heizkraft 119.
 Hydraulische Motoren 45.
 Indicator 174.
 Indicirte Leistung 175.
 Indicator diagramm 176.
 Innenfeuerung 142.
 Kessel s. Dampfkessel.
 Kolben 209.
 Kolbengeschwindigkeit 209.
 Kurbel 245.
 Kreisprocess 167.
 Latente Wärme 109.
 Leistung der Motoren 305.
 Locomotivkessel 148.
 Luftmenge zur Verbrennung 122.
 Luftzug 119.
 Mariotte'sches Gesetz 110.
 Mehl'scher Rost 124.
 Mittlerer Druck 173.
 Meyer'sche Steuerung 221.
 Nutzdruck 191.
 Nutzleistung 211.
 Planrost 123.
 Pleuelstange 245.
 Porter'scher Regulator 209.
 Präcisionssteuerung 227.
 Prony'scher Zaum 307.
 Rauchlose Feuerung 131.
 Receivermaschine 203.
 Regnault's Formel 109.
 Regulator 280.
 Regulirung der Turbinen 78.
 Röhrenkessel 145.
 Rollschützen 80.
 Rootkessel 146.
 Rost 123.
 Rudersteuerung 223.
 Rundschützen 80.
 Schädlicher Raum 186.
 Schieber 214.
 Schiebersteuerung 213.
 Schornstein 123.
 Schwartz's Feuerung 132.
 Schwungrad 243.
 Siederkessel 140.
 Speisepumpe 150.
 Steuerung 213.
 Tabelle der Dampfspannungen 116.
 Tabelle der Brennmaterialien 122.
 Tabelle des Winddruckes 40.
 Tabelle der Windmotoren 43.
 Temperatur, absolute 112.
 Tenbrink-Feuerung 129.
 Theoretische Leistung 306.
 Treppenrost 124.
 Turbine 51.
 Ueberdruck 117.
 Ueberhitzter Dampf 108.
 Unterfeuerung 140.
 Ventilsteuerung 233.
 Verbrennungsprocess 119.
 Verdampfung 108.
 Vorfeuerung 125.
 Wärme: Dynamische und statische
 Wärme 15. Wärme im Wasserdampf 109. Arbeit d. Wärme 115.
 Wärmeeinheit 118.
 Wärmeverlust 193.
 Wärmetheorie 117.
 Wasserdampf s. Dampf.
 Wasserdruckmotor 50.
 Wasserkraft 45.
 Wasserröhrenkessel 245.
 Wirkungsgrad 209.
 Woolf-Maschine 243.
 Zweisiederkessel 142.
 Zwillingsmaschine 245.
 Zwischenfeuerung 141.

Verzeichniss der Motoren der Internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883.

Nr.		System	Leistung Pferdekräfte
Dampfmaschinen.			
1	Erste Brünner Maschinenfabrik	Horiz. Compound	240
2	Bolzano, Tedesco & Co., Schuckert	» 2 Cyl.-Masch.	80
3	Schweiz. Locom.-Fabrik, Gramme	» Compound	70
4	Brand & Lhuillier, Siemens	» 1 Cyl.-Masch.	60
5	Breitfeld-Daněk-Schmid	» 2 »	60
6	Brand & Lhuillier, Ross & Cons.	» 1 »	60
7	F. Reska, Ross & Cons.	» 1 »	60
8	L. Lang, Siemens	» 1 »	50
9	E. Skoda, Křižik	» 1 »	50
10	Fürst Salm, Blansko, Gravier	» 1 »	50
11	Brand & Lhuillier, Egger	» 1 »	35
12	Fürst Salm, Blansko-Bürgin	» 1 »	28
13	Matthes & Wagner, Breguet	» 1 »	25
14	Hindley	» 1 »	12
15	A. Rack & Co., Edison	» 1 »	8
16	Wirth, Cance	Armington-Masch.	70
17	Société Edison, Edison	» »	50
18	Ruston & Co., Ganz	Vert. Lichtdampf.	100
19	Gwynne, London, Ganz	» »	25
20	» » »	» » f. Schiffe	10
21	» » »	» »	8
22	Siemens & Halske, Siemens	» Wanddampf.	8
Halblocomobile.			
23	Gebrüder Sulzer, Ducommun	Horiz. Compound	50
24	Robey & Co.	» 2 Cyl.-Masch.	38
25	» »	» 2 »	24
26	Maschinenfabrik Esslingen	» Compound	30
27	Ruston, Proctor & Co.	» »	40
28	» » » »	» »	20
29	Robey & Co.	» 2 Cyl.-Masch.	18
Locomobile.			
30	Kotzó, Ganz	» 1 » Comp.	30
31	Clayton & Shuttleworth	» 1 » Masch.	10
32	Zifferer	» 1 » »	8
33	Société Française	» Locomobile	14

Nr.		System	Leistung Pferdekräfte
34	C. Schranz & G. Rödiger	Vert. Kesselmasch.	10
35	»	»	6
36	»	»	4
37	A. Rack & Co.	»	6
38	»	»	3
39	Müller, Klasek & Co.	»	5

Mehrcylindrige Radialmaschinen.

40	Brotherhood (Brückner, Ross & Cons.)	3 Cyl.-Masch.	12
41	Abraham (S. Schuckert)	4 »	16
42	»	4 »	10
43	»	4 »	6
44	»	4 Cyl.-Kesselmasch.	4

Rotirende Dampfmaschinen.

45	Hodsons Patent	—	20
46	»	—	10
47	»	—	2
48	Dolgorucki (Siemens)	—	10
49	Whitehead, Siemens	Torpedomasch.	6
50	Zifferer	—	$\frac{1}{2}$
51	Stummer & Krämer	—	$\frac{1}{2}$

Diverse Systeme.

52	H. C. Hoffmeister	Horiz. Kesselmasch.	16
53	»	Vert. »	5
54	Bernhardt's Söhne	Horiz. »	4

Luftdampfmaschinen.

55	Julius Hock & Co.	Vert. 1 Cyl.-Masch.	6
----	-------------------	---------------------	---

Heissluftmaschinen.

56	Franz Jos. Zifferer	» 1 »	$\frac{3}{4}$
----	---------------------	-------	---------------

Gasmaschinen.

57	Langen & Wolff, Egger	Horiz. 2 Cyl.-Masch.	40
58	»	» 1 »	8
59	»	» 2 »	8
60	»	» 2 »	8
61	B. & E. Körting, Schuckert	Vert. 2 »	6
62	»	» 2 »	3
63	A. Böhm-Maxim	Horiz. 1 »	$\frac{3}{4}$
64	Jacob Wachalowsky	Vert. 1 »	6
65	B. Ohligs	» 1 »	$\frac{1}{3}$

Die Motoren
der
elektrischen Maschinen.

Einleitung.

Unter den Mitteln, welche uns gegenwärtig zur Entwicklung der elektrischen Wirkung zu Gebote stehen, ist die mechanische Kraftwirkung das ausgiebigste, insofern sich damit mächtige Inductionsmaschinen in Gang setzen und reichlich fließende Quellen elektrischer Ströme auf die ökonomischeste Weise erhalten lassen.

Halten wir für diesen Zweck unter den Arbeitslieferanten Umschau, so wird uns sofort klar, dass wir hierzu nur auf die Benutzung der Elementarkräfte rechnen können, indem die menschliche und thierische Muskelkraft sich als unzureichend und als zu kostspielig erweist. Wohl aber bietet uns die Natur in den Luft- und Wasserströmen reichlich fließende Quellen elementarer Arbeitskraft, und besonders in den letzteren ist häufig Gelegenheit gegeben, gewaltige Leistungen zu Diensten zu stellen. Daneben können wir aber auch noch über die Dampfkraft und die Kraft expandirender Gase verfügen, welche durch geeignete Vorrichtungen zu regelrechter Bewegung und constanter Arbeitsleistung zu zwingen sind.

Forschen wir den Ursachen nach, welche die Luft- und Wasserströme hervorrufen und die beiden hier thätigen Elemente nimmer zur Ruhe kommen lassen, so

finden wir dieselben im Zusammenwirken der Wärmekraft der Sonne und der Schwerkraft der Erde.

Die Wärme der Sonnenstrahlen dehnt Luft und Wasser aus; sie verflüchtigt das letztere und macht es luftartig, so dass es in die Atmosphäre übergeht und an deren Bewegungen Theil nimmt. Nun bieten aber die ausgedehnten Schichten der Atmosphäre der irdischen Anziehungskraft weniger Angriffspunkte im gleichen Raume als die dichteren Schichten, und deshalb ist die wärmere Luft leichter als die kältere. Die wärmeren, leichteren Luftschichten werden daher von den kälteren, dichteren verdrängt, seitwärts und in die Höhe geschoben; so entstehen die Luftströme, zu deren Richtung ferner noch die Erdrotation beiträgt.

Bei dieser so erregten Luftbewegung gelangen die wärmeren, mit Wasserdunst beladenen Schichten der Atmosphäre in kältere Regionen, so dass der von ihnen mitgeführte Wasserdunst sich wiederum verdichtet und im tropfbar flüssigen Zustande als Wasser im Regen, oder auch im festen, krystallisirten Zustande als Schnee und Hagel niederfällt. Regen-, Schnee- und Eiswasser rinnen alsdann von den höheren Theilen der Erdoberfläche nach den tieferen herab, und was nicht auf dem Wege wiederum verdunstet und in die Atmosphäre gehoben wird, sammelt sich alsdann in den grossen Verdunstungsbecken, in den Meeren und Oceanen. Somit ist der grosse Kreisprocess des irdischen Wassers gesichert, und die kraftliefernden Wasserströme werden so lange rinnen, als noch die Sonne ihre Wärme der Erde spendet.

Die auf solche Weise in Bewegung versetzten Massen, sei es Luft, sei es Wasser, vermögen Arbeit zu ver-

richten; der Urquell dieser Arbeit ist aber immerhin die Wärmekraft der Sonne. Die Sonne liefert also die Primärkraft, Luft- und Wasserströme sind nur die secundären Kraftquellen, die nur so lange ihre Bedeutung beibehalten, als es dem Menschen nicht gelingen will, die Sonnenwärme im Grossen zu concentriren und dadurch dieselbe für seine Arbeitszwecke nutzbar zu machen. Schwache Versuche dieser Art liegen bereits in Ericsson's und Mouchot's Sonnenmaschine vor. In der That ist es diesen Erfindern gelungen, die mittels eines geeigneten Brennspiegels concentrirten Sonnenstrahlen zur Verdampfung von Wasser in einem geschlossenen Gefässe zu benutzen, um auf diese Weise gespannte Dämpfe zu erzeugen und damit ein Maschinchchen, ein Wärmekraftmaschinchchen zu betreiben. Zur Zeit ist der damit erreichte Erfolg jedoch noch so gering, dass dieser Betrieb für ernstliche Arbeitszwecke kaum irgend einen Werth hat. Ob man in der Zukunft nach dieser Richtung hin grössere Erfolge erzielen wird, erscheint sehr fraglich, wenigstens vom Standpunkte unserer heutigen Erfahrung aus. Von hoher Bedeutung sind aber die Wärmekraftmaschinen immerhin, indem die Erde einen fast unermesslichen Vorrath an aufgespeicherter Sonnenwärme in sich birgt, dessen Nutzbarmachung bereits auf verschiedenen Wegen gelungen ist. Die urweltliche, unmessbare Zeiträume hindurch fort und fort in üppigster Fülle sich erneuernde Vegetation gab unter der Einwirkung der Sonnenstrahlen das Mittel ab für die Assimilation der massenhaften atmosphärischen Kohlensäure und der Aufspeicherung des Kohlenstoffes, der in den fossilen Kohlenlagern zu Tage gefördert wird. Dieser Kohlenstoff re-

präsentirt uns ein reichhaltiges Wärmemagazin, aus welchem wir die gebundene Kraft durch den Verbrennungsprocess befreien und in den Wärmekraftmaschinen, die als Dampf-, Gas- und Luftmaschinen zu Diensten stehen, nutzbar machen können.

Wenn nun auch die in dieser Bedeutung aufzufassenden fossilen Kohlenlager nicht ewig für den Verbrauch dauern, so reichen dieselben doch noch für viele Generationen der Erdenbewohner aus, und daher können wir zur Zeit immerhin das hier aufgespeicherte Arbeitsvermögen mit den Luft- und Wasserströmen als unerschöpfliche Elementar-Kraftquelle in eine Linie stellen.

In der That repräsentirt die Wärmekraftmaschine heutzutage und noch auf lange Zeit hinaus unseren wichtigsten Motor, obschon geweissagt worden ist, die Zeit des Dampfes sei im Untergange und die Zeit der Elektrizität im Aufgange begriffen. Das erstere lässt sich noch nicht behaupten, vielmehr ist die Dampfmaschine und die ihr verwandte Gasmaschine, also im Allgemeinen die Wärmekraftmaschine als der für die Elektrizitäts-Erzeugung wichtigste Motor zu betrachten, und das wird voraussichtlich noch auf lange Zeit hinaus der Fall sein. Man braucht also das Erstere nicht zu glauben, ohne deshalb das Letztere leugnen zu wollen, denn unbestreitbar gewinnt die Benutzung der Elektrizität mehr und mehr an Bedeutung. Die Dampfkraft kann aber durch die Elektrizität schon deshalb nicht ersetzt werden, weil die erstere als eine primäre Kraftleistung, die zweite aber nur als eine secundäre Kraftleistung, oder vielmehr als ein Kraft-Transmissionsmittel zu betrachten ist. Bei Benutzung der elektrischen Inductionsmaschinen bedürfen

wir eines Motors, um diese in Betrieb zu setzen; die Dampfmaschine aber ist an und für sich ein Motor.

Neben der Dampfkraft ist die Bedeutung der Wasserkraft und selbst auch der noch viel weniger zuverlässigen Windkraft für die Zwecke der Elektricitäts-Erregung nicht zu unterschätzen. Durch locale Verhältnisse können die Wasserkraft und selbst die Windkraft sogar überwiegende Bedeutung gewinnen. Bei der letzteren ist besonders der Umstand in Betracht zu ziehen, dass sie umsonst zu haben ist, sobald man den dafür geeigneten Motor aufgestellt hat. Die Wasserkraft ist dagegen in allen hoch cultivirten Ländern mit Abgaben belastet, und ihr Preis kann sich unter Umständen sogar höher stellen, als die Betriebskosten der Dampfkraft.

Durch die Möglichkeit, elektrische Ströme in bequemer Weise durch verhältnissmässig dünne Drähte bis auf weite Entfernungen fortzuleiten und dann wieder in Arbeit umsetzen zu können, sind Wasserkraft und Windkraft entschieden noch wichtiger geworden, als sie bisher waren, und für gewisse Arbeitszwecke, welche keine grossen Kraftleistungen erfordern, lässt sich die Windkraft noch dadurch vortheilhaft verwerthen, dass man mit ihr im Stande ist, durch die von ihr gelieferte mechanische Arbeit in elektrischen Apparaten Arbeitsvermögen aufzuspeichern, um dasselbe in geeigneter Zeit zur Benutzung zu bringen. Gerade hierdurch gewinnt die sehr unbeständige Windkraft an Werth.

Mit der Construction der Wärmekraftmaschine, wie solche in Watt's Dampfmaschine zuerst hervortrat, hat man die wichtige Erfahrung gewonnen, dass Wärme sich in chemische Arbeit umsetzen lässt und dass eine gewisse

Wärmemenge gleichwerthig mit einer gewissen Arbeitsgrösse ist. Leider aber findet in der Wärmekraftmaschine die Umwandlung einer Kraftform in die andere — der Wärmekraft in die Arbeitskraft — auf eine keineswegs ökonomische Weise statt. Selbst mit den sorgfältigst construirten Maschinen dieser Art hat man es nicht weiter gebracht, als höchstens $\frac{1}{8}$ der aufgewendeten Wärmekraft als Arbeitskraft nutzbar zu machen, während die übrigen $\frac{7}{8}$ unbenutzt verloren gehen. Im Vergleich zu den Wasserkraftmaschinen ist diese Nutzleistung sehr gering, indem man mit diesen im Stande ist, $\frac{7}{10}$ bis $\frac{8}{10}$ der zu Gebote stehenden Wasserkraft zu verwerthen.

Mit dieser zur Zeit sehr mangelhaften Ausnutzung der in den fossilen Kohlenvorräthen aufgespeicherten Wärmekraft müssen wir uns beruhigen, weil principiell die Wärmekraftmaschinen keinen höheren Wirkungsgrad erreichen lassen. Die hier vorliegende Unvollkommenheit ist also keine relative, sondern eine absolute, denn wenig oder nichts lässt sich an den zur Zeit vorhandenen besten Maschinen dieser Art noch bessern.

Die Wärmeausnutzung durch Wärmekraftmaschinen beruht auf der Expansion gasartiger Substanzen, und es findet dabei ein Kreisprocess statt, der sich auf Temperatur-Differenzen oder auf ein sogenanntes Wärmegefälle begründet. Die Fallhöhe ist durch die Natur der Verhältnisse derartig begrenzt, dass ein Wirkungsgrad von mehr als 10 Procent kaum möglich ist.

Wenn nun aber auch zur Zeit kein anderes Mittel zur Umsetzung der Wärme in Arbeit in Erfahrung gebracht wurde, so muss man doch die Möglichkeit zugestehen, dass ein solches Mittel noch entdeckt werden

kann. Es handelt sich also dabei um die Entdeckung eines physikalischen Vorganges, durch welchen die Umwandlung der Wärme in Arbeit auf eine weit ergiebigere Weise erfolgt, als durch das einfache Mittel der Expansion. So viel wir jetzt schon übersehen können, wird wohl dieses Mittel darin bestehen, die im Kohlenstoff gebundene Energie durch directe Erzeugung von Elektrizität zur Wirkung zu bringen. Auf welche Weise dies geschehen kann, lässt sich aber jetzt noch nicht mit Sicherheit ersehen; nur Muthmassungen können wir darüber haben.

Keine der uns bekannten Naturerscheinungen ist in ein so geheimnissvolles Dunkel gehüllt, wie die Erscheinungen der Elektrizität es sind. Mehr als zweitausend Jahre sind verflossen, seitdem die einfachsten Wirkungsformen dieser räthselhaften Kraft entdeckt wurden, und noch immer sind die Naturforscher über die Grundursachen und das Wesen derselben im Unklaren; die Wirkungen selbst haben aber für uns das grösste Interesse.

Es ist eine wohlbekannte Thatsache, dass die Materie an sich träge ist und dass ihre Energie von physikalischen Kräften herrührt; deshalb ist die Materie nur als der Träger der Kräfte zu betrachten. Streng genommen braucht man aber nur zwei physikalische Kräfte zu unterscheiden: die Anziehungs- oder Attractionskraft und die Wärmekraft. Die Anziehungskraft ist mit der Materie verbunden und sucht deren Theilchen zusammen zu drängen und im Ruhezustande zu erhalten. Die Wärmekraft ist ein Begleiter der Materie und sucht deren Theilchen auseinander zu drängen und in den Zustand der Activität zu versetzen.

Die Anziehungskraft ist an die Materie gebunden und stets in der Gewichtseinheit der Materie in einer bestimmten Quantität vorhanden, d. h. sie kann nicht vermehrt oder vermindert werden, jedoch offenbart sie sich in verschiedenen Substanzen in verschiedener Stärke, und in zusammengesetzten Substanzen offenbart sie sich in verschiedenen Graden, indem sie abhängig von den elementaren Bestandtheilen dieser Substanzen ist.

Die Wärmekraft kann sich von einem Theile der Materie zum andern bewegen, aber unter gewissen Bedingungen ist ein Theil der Wärme durch die Anziehungskraft ebenfalls an die Materie gebunden. Dieser Theil der Wärme, welcher auch als latente Wärme bezeichnet wird, kann besser »statische Wärme« genannt werden, während man den in Bewegung befindlichen Theil als »dynamische Wärme« bezeichnet.

In festen oder flüssigen Körpern, wo die Molecüle in naher Beziehung zu einander sich befinden, steht die Menge der statischen Wärme im directen Verhältniss zur effectiven Kraft der Anziehung, während in gasförmigen Körpern dieses Verhältniss ein indirectes ist; daher ist die in festen und flüssigen Körpern vorhandene statische Wärmemenge am grössten, wenn die Molecüle einander am nächsten sind, aber in gasförmigen Körpern ist sie am grössten, wenn die Molecüle am entferntesten von einander sind.

Eine Steigerung der Temperatur zeigt eine vergrösserte moleculare Geschwindigkeit an, und hierbei wird in festen und flüssigen Körpern ein Theil der statischen Wärme frei und in dynamische Wärme umgewandelt, während in den Gasen bei einer Temperatur-

steigerung ein weiterer Theil der Wärme gebunden und daher dynamische Wärme in statische umgewandelt wird.

Aus dem Vorhergehenden folgt, dass die Menge der statischen Wärme, welche ein Körper besitzt, in directer Beziehung zu dessen Temperatur steht. Wie bereits bemerkt wurde, ist aber die Temperatur die Aeusserung molecularer Geschwindigkeit, und da infolge erhöhter Geschwindigkeit die Molecüle sich weiter von einander entfernen, wodurch die effective Kraft der Anziehung vermindert und ein Theil der Wärme gebunden wird, so ist daraus zu ersehen, dass die Trennung der Molecüle durch eine andere Ursache dieselbe Wirkung hervorrufen wird. Es giebt nun eine zweite Methode, durch welche die Molecüle von einander getrennt werden können und eine Umwandlung statischer Wärme in dynamische herbeigeführt wird.

Es ist nicht genau bekannt, wie viel statische Wärme in jedem der elementaren Körper eingeschlossen ist, aber man kann annehmen, dass Wasserstoff davon den grössten Betrag und Sauerstoff den kleinsten Betrag enthält. Wenn man nun annimmt, ein Molecül Wasserstoff enthalte 2 Atome, und es werden unter geeigneten Umständen diese 2 Atome zwischen die 16 Atome eines Sauerstoffmolecüls gruppirt, so ist das Phänomen der Verbrennung dargestellt und es ist ein aus 16 Atomen bestehendes Wassermolecül gebildet worden. Ist nun auf diese Weise ein Kilogramm Wasserstoff verbraucht worden, so sind die Atome des Wasserstoffes so durch das Zwischeneinschieben der Sauerstoff-Atome von einander getrennt worden, dass 34662 Einheiten statischer Wärme frei ge-

lassen und in dynamische Wärme umgewandelt worden sind. Und wenn man dann ebenso ein Molecül Kohlenstoff, das 12 Atome enthält, mit einem Molecül Sauerstoff von 16 Atomen zusammen bringt, so wird Verbrennung herbeigeführt und ein Atom Kohlenoxyd von 28 Atomen wird gebildet. Wenn man alsdann noch ein zweites Molecül Sauerstoff dem Kohlenoxyd darbietet, so tritt wiederum Verbrennung ein, und es entsteht ein Molecül Kohlensäure, welches aus 24 Atomen gebildet wird. Bei der Verbrennung von einem Kilogramm Kohle tritt dasselbe ein. Wird die Kohle durch unvollständige Verbrennung in Kohlenoxyd ($C O$) übergeführt, so werden 2473 Einheiten statischer Wärme in dynamische Wärme verwandelt, und wird dieses Kohlenoxyd zu Kohlensäure ($C O_2$) verbrannt, so kommen noch 5607 Einheiten freigemachter Wärme hinzu. Daher werden bei der Verbrennung von einem Kilogramm Kohle zu Kohlensäure 8080 Einheiten statischer Wärme in dynamische Wärme übergeführt.

Wenn auf solche Weise Wärme aus ihrem gebundenen Zustande frei gemacht wird, so entweicht dieselbe mit grosser Geschwindigkeit, und indem sie dies thut, stösst sie die Partikelchen der Materie aus ihrem Wege fort. In festen Körpern wird dadurch ein hoher Grad von Molecular-Bewegung hervorgerufen, wie die Erscheinungen des Glühens und Leuchtens zeigen. In Flüssigkeiten tritt die Bewegung noch stärker hervor, am stärksten aber in Gasen, so dass dadurch die Erscheinungen des Lichtes und Schalles hervorgerufen werden können. Je rascher die Verbrennung stattfindet, desto grösser wird das Volumen und desto stärker ist die Geschwindig-

keit der entweichenden dynamischen Wärme; infolgedessen werden die bei langsamer Verbrennung durch die dynamische Wärme hervorgerufenen Erscheinungen von denen, die bei rascher Verbrennung hervortreten, verschieden sein.

Verbrennung ist eine blosser Oxydation des Materials; es wird dabei nichts verbraucht oder vernichtet, und die Erscheinungen ändern sich mit der Geschwindigkeit, mit welcher der Process vor sich geht. Wenn man nun beispielsweise ein Kilogramm Zink in die Säurezelle einer galvanischen Batterie bringt, so greift der Sauerstoff der Säure das Zink an und es wird Zinkoxyd gebildet. Bei dieser Operation wird das aus 65 Atomen bestehende Zinkmolecül mit einem aus 16 Atomen bestehenden Sauerstoffmolecül vereinigt und es wird ein aus 81 Atomen bestehendes Zinkoxyd-Molecül ($Zn O$) gebildet. Wegen der verhältnissmässig geringen Zahl der Sauerstoff-Atome, welche zwischen die 65 Atome Zink sich eingeschoben, werden nur 580 Einheiten statischer Wärme aus einem Kilogramm Zink frei gemacht; dabei erfolgt die Oxydation so langsam und das Gefäss ist so vollkommen isolirt, dass die dynamische Wärme durch den Kupferdraht nach aussen abfliessen muss.

Was ist nun Elektrizität? Die Antwort lautet: Wahrscheinlich nichts anderes als dynamische Wärme. Man nehme Zinkoxyd und bringe dasselbe mit Holzkohle in einen gegen Wärmeverlust geschützten Reductions-Apparat, in welchem die Kohle unter Luftabschluss verbrannt wird. Hierbei wird die erhitzte Kohle dem Zinkoxyd seinen Sauerstoff entziehen, so dass metallisches Zink zurück bleibt und Kohlensäure gebildet wird, die

man entweichen lässt. Für jedes Kilogramm Zink werden auf diese Weise 580 Einheiten statischer Wärme aus der Kohle nach dem Zink übergeführt und von demselben gebunden. Daher findet man, dass 580 Calorien, welche man dem Zink entzieht, nichts anderes sind, als 580 Einheiten statischer Wärme, welche in der Kohle enthalten waren und aus derselben durch Oxydation frei gemacht und in das Zink während des Schmelzprocesses übergeführt werden.

Die Frage über den Ursprung der Wärme lässt sich aber noch weiter verfolgen.

Kohle, beispielsweise Holzkohle, entsteht durch Verbrennung von Holz unter solchen Bedingungen, dass Wasser und Wasserstoff ausgetrieben werden und der Kohlenstoff als Rückstand verbleibt. Daher findet man, dass die in der Kohle enthaltene Wärme von der Kohle in das Zink übergeht und bei ihrem Austritt aus letzterem das entwickelt, was wir Elektricität nennen und was vorher im Holze vorhanden war. Wenn man nun die Gesetze der Vegetation studirt, so findet man, dass die Atmosphäre Kohlensäure enthält und dass die Theile der Pflanzen, besonders die Blätter und Wurzeln Kohlensäure aufnehmen, welche alsdann durch die Wirkung der Sonnenwärme zersetzt wird, so dass der Sauerstoff in die Atmosphäre zurückgeht und die für den verdichteten Zustand der Kohle nöthige Wärme liefert. Man findet also, dass die Kraftwirkung, welche man als Elektricität bezeichnet, und die aus der Oxydation des Zinks oder aus irgend einer anderen Substanz durch Oxydation oder auch auf andere Weise entwickelt wird, ursprünglich von den Sonnenstrahlen herrührt.

Man nimmt allgemein an, dass die Steinkohle vegetabilischen Ursprunges ist und dass die darin aufgespeicherte Wärme von derselben Quelle herrührt, wie die in der Holzkohle vorhandene Wärme. Wird nun Steinkohle unter einem Dampfkessel verbrannt, so werden der Kohlenstoff und Wasserstoff oxydirt und die statische Wärme wird frei gemacht. Ein Theil dieser Wärme dringt in den Kessel ein und verwandelt das Wasser durch Auseinanderdrängen der Wassermolecüle in Dampf. Unter dem Drucke der äusseren Atmosphäre erreicht das Wasser seine Maximalverdampfung, d. i. seinen Siedepunkt bei 100° C., und das in die Dampfform übergehende Wasser dehnt sich um das 1700fache seines Volumens aus.

Wird aber der Dampf unter dem Drucke von 7 Atmosphären entwickelt, so liegt der Siedepunkt des Wassers bei 160° C., und der Dampf hat nur noch das 281fache Volumen des Wassers, woraus er gebildet worden ist. Wird der Dampf in einer Dampfmaschine benutzt, so sucht derselbe sich entsprechend dem Gegendruck auszudehnen, und wenn die Maschine ohne Reibung und sonstige Widerstände gegen ein absolutes Vacuum arbeitet, so würde diese Ausdehnung eine unendlich grosse sein.

Es ist bereits darauf hingewiesen worden, dass bei der Verbrennung kein Stoffverlust entsteht, sondern nur eine Stoffumwandlung herbeigeführt wird; ebenso geht nichts verloren, wenn Licht und Wärme erzeugt werden. Welche Erscheinungen überhaupt zu Tage treten mögen, der Gesamtbetrag der statischen und dynamischen Wärme bleibt derselbe.

Das Princip, auf welchem die Wirkung der Secundär-batterien beruht, ist dasselbe: es wird auf der einen Seite durch Desoxydation Wärme gebunden, d. i. in den statischen Zustand übergeführt, und auf der anderen Seite durch Oxydation Wärme frei gemacht, d. i. in dynamische Wärme verwandelt.

Ein dynamoelektrischer Generator zieht die dynamische Wärme einfach aus der Luft oder aus der Erde, oder aus beiden zugleich an und zwingt dieselbe, einen bestimmten Weg zu gehen. Ist der Leitungsdraht stark genug, so wird der Durchgang ohne eine bemerkbare Steigerung der Molecular-Geschwindigkeit des Metalles und also auch ohne Verlust durch Wärmestrahlung erfolgen; ist aber der Draht zu schwach, so kann die Molecular-Geschwindigkeit seines Materials so stark erhöht werden, dass er zum Glühen kommt und Licht ausstrahlt, wie dies in den elektrischen Glühlampen der Fall ist.

Und wenn wir das Licht des Voltabogens in den sogenannten Bogenlampen betrachten, so finden wir, dass der Wärmestrom von dem einen Kohlenstifte zum andern übergeht und dabei durch die erregte Molecular-Bewegung der Atmosphäre Licht erzeugt. Ausserdem wird aber auch ein Theil der Kohle consumirt, wodurch ein Zuschuss von Wärme bei sehr hoher Geschwindigkeit frei wird, und daher ist die Intensität des elektrischen Lichtes weit stärker, als sich nach der aus den Kohlenstiften frei werdenden Wärme erwarten lässt, weshalb zu vermuthen ist, dass das nach irgend welcher Methode erzeugte elektrische Licht davon herrührt.

Nach dieser auf physikalischen Thatsachen begründeten Theorie besteht die Wärme in zwei Zuständen, die als statisch und dynamisch zu unterscheiden sind.

Die statische Wärme ist das, was wir gebundene oder latente Wärme nennen, während die dynamische Wärme frei werdende Wärme ist, die auch als Elektrizität auftreten kann.

Es ist nun aber zu erwarten, dass durch die Erzeugung von Elektrizität die Wärme oder calorische Kraft viel ökonomischer auszunutzen ist, als die durch Verbrennung frei gemachte Wärme, indem bei der Elektrizitäts-Erzeugung die Umwandlung der Wärme in Lichterscheinung umgangen wird. Wir werden auf diese Weise die unvollkommenen Wärmekraftmaschinen zur Erzeugung von Elektrizität schliesslich noch umgehen und den Brennstoff in viel ergiebigerer Weise zur Krafterzeugung ausnutzen können.

Ferner lassen sich aber auch noch Wind- und Wasserkraft zur Erzeugung dynamischer Wärme benutzen, und lässt sich erwarten, dass wir die Spannungsdifferenzen der dynamischen Wärme zwischen der Erde und der Atmosphäre auszunutzen vermögen.

Es ist nun noch die Frage aufzuwerfen, was wir von der Anwendung der Elektrizität erwarten können.

Ziehen wir zuerst die Dampfmaschine in Betracht und sehen wir, welchen ökonomischen Werth der gewöhnliche Verbrennungsprocess besitzt!

Ein Kilogramm guter Steinkohle liefert circa 8000 Calorien, welche Wärmemenge einer Arbeitsleistung von $8000 \cdot 424 = 339200$ Meter-Kilogramm entspricht. Eine Maschinen-Pferdestärke ist gleich einer Arbeit von 75

Meter-Kilogramm pro Secunde und liefert also pro Stunde eine Arbeitsleistung von $75 \cdot 3600 = 270000$ Meter-Kilogramm.

Hiernach werden mittels der Dampfmaschine von der durch Verbrennung der Kohle entwickelten Energie nur circa 8 Procent nutzbar gemacht. Die Differenz von $339200 - 270000 = 69200$ Meter-Kilogramm geht als ungenutzte Wärme verloren. Der stündliche Verlust beträgt also circa 92 Procent. Dies ist aber noch der günstigste Fall. Sehr häufig begnügt man sich selbst mit der Hälfte.

Hierdurch ist der Beweis geliefert für unsere vorhergehende Behauptung, dass wir mit der Dampfmaschine die in der Kohle aufgespeicherte Wärme sehr schlecht ausnutzen.

Betrachten wir nun die jetzige Erzeugungsweise der Elektrizität, so haben wir zwei Methoden zu unterscheiden; in beiden Fällen wirkt aber die Elektrizität nur secundär, d. h. sie dient nur als Kraft-Transmissionsmittel.

Die erste Methode beruht auf den folgenden Processen:

Metalle werden durch Verbrennung von Kohlen geschmolzen, wobei also die Verbrennungswärme die primäre Kraftleistung repräsentirt; hierauf werden dieselben in galvanischen Batterien oxydirt, um die elektrische Energie als secundäre Kraftleistung zu erhalten.

Ferner verbrennt man Kohle zur Heizung von Dampfmaschinen als primäre Krafterzeugung und betreibt damit dynamoelektrische Maschinen zur secundären Krafterzeugung. Die zweite Methode ist, trotz des

dabei stattfindenden starken Wärmeverlustes, immerhin noch die billigere.

Um die Wärme, welche durch die Verbrennung der Kohle frei wird, besser auszunutzen, fehlt uns vorläufig noch ein Process, durch welchen die statische Wärmekraft der Kohlen durch nicht leuchtende Verbrennung rasch frei gemacht werden kann, oder mit anderen Worten: ein Process, durch welchen Kohle oder andere Brennstoffe bei niedrigerer Temperatur in einem wärmedichten Gefässe oxydirt werden können.

Wenn man dies erst ausführen kann — und es ist die Erfindung eines solchen Processes wohl für möglich zu halten — so würden wir wahrscheinlich in den Stand gesetzt werden, die Energie der Brennstoffe in viel vortheilhafterer Weise auszunutzen, als dies gegenwärtig bei deren Verwendung zur Heizung von Dampfkesseln oder im Betriebe von Gasmaschinen stattfindet.

Elektricität kann mit grossem Vortheil durch Wasser- oder Windkraft erzeugt und auf weite Entfernungen vom Erzeugungsorte fortgeleitet werden. Die Ausnutzung der Wasserkraft der Niagarafälle zum Betriebe von Eisenbahnzügen bis New-York ist in der Jetztzeit als ganz gut ausführbar erwiesen. Ferner ist die Möglichkeit der Herstellung eines Apparates anzunehmen, durch welchen sich die Arbeitskraft der Ebbe und Fluth zum Treiben von Dynamomaschinen ausnutzen lässt. Es ist zu erwarten, dass ein solcher Apparat erfunden wird.

Den Elektrikern ist auch wohl bekannt, dass das Volumen und die Spannung der Elektricität an verschiedenen Orten der Erdoberfläche, sowohl im Erdkörper, als auch in der Atmosphäre verschieden ist, und

es ist denkbar, dass Mittel ausfindig gemacht werden, diese Spannungsdifferenz der Elektrizität nutzbar zu machen. In der That wird berichtet, dass bei starken Stürmen durch das transatlantische Kabel zwischen Europa und Amerika ohne Mithilfe der elektrischen Batterien ein für alle Zwecke genügend starker Strom floss, welcher anzeigte, dass die elektrische Spannung in Europa um so viel stärker war als in Amerika, so dass die Elektrizität durch das Kupferkabel, anstatt durch die Erde und das Meer hindurchging. Es wird auch mitgetheilt, dass während eines von Westen kommenden Sturmes die Telegraphenlinien zwischen New-York und Buffalo nicht betrieben werden konnten, dass aber, als man die Batterien an beiden Enden der Linie ausschaltete und die Drahtenden in die Luft führte, ein constanter Strom durch die Leitung floss, so dass während des Sturmes ein vollkommener telegraphischer Verkehr zwischen den beiden Städten möglich war.

Wir vermögen allerdings noch nicht zu sagen, wie weit wir aus dieser verschiedenen elektrischen Spannung der Erde und Luft Nutzen zu ziehen vermögen, aber es ist sehr wahrscheinlich, dass auch in dieser Richtung werthvolle Erfolge errungen werden.

Wenn, wie wohl zu hoffen ist, in nächster Zukunft schon ein Process entdeckt wird, durch welchen die dynamische Wärme, welche durch die Oxydation von Petroleum mit nicht leuchtender Verbrennung in wärmedichten Gefässen hervorgebracht werden kann, wie man jetzt Zink in den galvanischen Batterien oxydirt, so wird die Elektrizität sich mit so geringen Kosten und mit einem Apparat von so geringem Gewicht herstellen

lassen, dass vielleicht auch für die Luftschiffahrt dadurch eine motorische Kraft in geeigneter Weise dienstbar gemacht werden kann.

Andererseits ist man seitens der Elektrotechniker auch geneigt zu glauben, dass die technische Chemie bald dahin gelangen werde, die brennbaren und als Heizmaterial zu benutzenden Kohlenwasserstoffe aus Kohlen- und Wasserstoff in ökonomischer Weise herzustellen. Wird alsdann das oben erwähnte Problem gelöst, durch die Vereinigung der Kohlenwasserstoffe mit Sauerstoff Elektrizität zu erzeugen, so kann man durch die mittels Wind- oder Wasserkraft an Ort und Stelle producirte Elektrizität aufbewahrungsfähige und bequem transportable Kohlenwasserstoffe erzeugen und diese wiederum an beliebigen anderen Orten zur Erzeugung von Elektrizität benutzen.

Schliesslich sind aber auch noch Fälle aufzuzählen, wo man mit Nutzen die gewöhnliche leuchtende Verbrennung als primäre Kraftentwicklung zur Erzeugung von dynamischer Wärme als secundäre Kraftentwicklung in Anwendung bringt.

So wird z. B. Leuchtgas in Gasmotoren verbraucht, durch welche Dynamomaschinen zur Lichterzeugung betrieben werden. Hierbei hat sich in gewissen Fällen herausgestellt, dass diese Beleuchtung sich besser und billiger stellt, als wenn das Leuchtgas direct dazu benutzt wird. Wir sehen also, dass unter Umständen sogar das aus Steinkohlengas gewonnene Leuchtgas mit Nutzen zur Erzeugung von elektrischem Licht zu verwenden ist.

Neben dem Wind-, Wasser- und Gasmotor wird indessen auch die Dampfmaschine als Wärmekraftmaschine

auf längere Zeit hinaus zur Erzeugung von Elektrizität Verwendung finden, und zwar ist es der durch regelmässigen Gang und sparsamen Dampfverbrauch vor der gewöhnlichen Dampfmaschine ausgezeichnete Typus der Compoundmaschine, der sich zu dem vorliegenden Zwecke am besten eignet. Es steht wohl zu erwarten, dass man in den Städten, denen benutzbare Wasserkräfte mangeln, Centralstationen mit mächtigen Compoundmaschinen anlegt, welche Nachts die elektrischen Lampen speisen und am Tage Betriebskraft für Gewerbe und Hauswesen liefern. Dr. W. Siemens hat berechnet, dass auf diese Weise dem Gewerbetreibenden die Pferdestärke pro Stunde in die Werkstatt mit circa 21 Pfg. geliefert werden kann, während die mit einer kleinen Gasmaschine an Ort und Stelle erzeugte Pferdekraft sich auf circa 31 Pfg. stellt.

Wenn auch diese Zahlen nicht unter allen Umständen absolut genau sind, so geht daraus doch vom Standpunkte der Oekonomie die Möglichkeit der elektrischen Krafttransmission hervor.

Mit Rücksicht auf die bereits mit Gasmaschinen erhaltenen günstigen Resultate hat man diesem Motor eine hervorragende Bedeutung für die Zukunft prophezeit. Einiger Grund ist dafür vorhanden, wie wir schon oben mit Bezug auf die vortheilhafte Erzeugung von elektrischem Licht mittels Gasmaschinen anführten. Ferner ist aber auch noch auf die günstigen Resultate hinzuweisen, die man mit grossen Gasmaschinen, bis zu 60 Pferdestärken Betriebskraft, in der Zuckerfabrik der Firma Pfeifer & Langen in Esdorf erhalten hat, woselbst sich, Alles in Allem gerechnet, die stündliche

Leistung einer Pferdestärke auf nur 0,327 Pfg. stellte, was allerdings nur etwa den hundertsten Theil der Betriebskosten mit einer kleinen, einpferdigen Gasmaschine beträgt.

Es würde jedoch voreilig sein, auf Grund dieser Zahlen der Dampfmaschine ihre letzte Stunde zu prophezeien. So weit sind wir noch lange nicht. Insbesondere ist darauf aufmerksam zu machen, dass eine gut construirte Compound-Dampfmaschine die gewöhnliche Otto'sche Gasmaschine, trotz deren sinnreicher Construction noch in der Regelmässigkeit des Ganges übertrifft; dies gilt zwar nicht mit Bezug auf das Constanthalten der Umdrehungszahl, worin die Gasmaschine geradezu unübertrefflich ist, sondern mit Bezug auf die während jedes Kolbenshubes zu Tage tretenden Geschwindigkeits-Schwankungen. Durch Uebertragung des Compoundprincipes auf die Gasmaschine, oder auch durch Verkuppelung zweier identischer Gasmaschinen zum Betriebe einer Welle mit zwei um 90^0 verstellten Kurbeln, sowie durch recht schwere Schwungräder liesse sich wahrscheinlich auch dieser für den Betrieb elektrischer Lampen etwas störende Geschwindigkeitswechsel bei der Gasmaschine auf dasselbe Minimum herabdrücken, wie bei der Dampfmaschine.

Mit Bezug auf die Zukunft der Gasmaschine ist auch die Erzeugung von billigem Heizgas in der Form von Wassergas, nach Dowson's Erfindung, mit in Betracht zu ziehen.

Es liegen Mittheilungen über Versuche vor, welche neuerdings zu Manchester in den Werkstätten von Crossley Brothers, den Fabrikanten des Otto'schen Gas-

motors für England, angestellt wurden, wobei man im Ganzen 150 Pferdestärken mit Wassergas in jenem Motor erzeugte.

Nach den oben erwähnten Esdorfer Versuchen hat man zur Erzeugung von 1 Kubikmeter Leuchtgas 3 Kilogramm Steinkohle nöthig, während 1 Kubikmeter Dowson-Gas, wie solches die genannte englische Firma verwendete, nur 0,2 Anthracit erfordert. Will man jedoch mit Wassergas denselben Heizeffect wie mit Leuchtgas erzielen, so muss man 3,5 mal so viel davon consumiren; da aber das Wassergas reich ist an Kohlenoxyd und dieses zur Verbrennung ziemlich lange Zeit braucht, so muss man nach den Versuchen von Crossley davon etwa das fünffache Volumen des Leuchtgases verwenden. Will man also in Gasmotoren denselben Effect haben, der sich mit 1 Kubikmeter Leuchtgas erzielen lässt, so muss man 5 Kubikmeter Dowson'sches Wassergas verbrauchen, wobei zur Erzeugung dieses Quantum 1 Kilogramm Anthracit erforderlich ist. Hieraus würde mit Rücksicht auf den Kohlenverbrauch ein Verhältniss von 1:3 zu Gunsten des Wassergases resultiren.

Anders stellt sich jedoch die Sache, wenn man den Esdorfer Versuch noch weiter berücksichtigt. Aus demselben ergiebt sich, dass von den gesammten Ausgaben für Kohlen $\frac{5}{6}$ wieder eingekommen sind durch den Verkauf der bei der Leuchtgas-Erzeugung abfallenden Nebenproducte, so dass nur $\frac{1}{6}$ der gesammten Auslagen als wirkliche Kosten zu rechnen sind. Beim Wassergas fallen diese werthvollen Nebenproducte nicht ab, indem der Brennstoff vollständig vergast wird. Mit Rücksicht auf diesen Umstand erhält man, anstatt des obigen Verhält-

nisses 1:3 zu Gunsten des Wassergases, das Verhältniss 1:2 zu Gunsten des Leuchtgases. Ausserdem erscheint es auch nothwendig, die Gasmaschinen mit einem vollständig gereinigten Gase, wie dies aus anderen Rücksichten das Leuchtgas ist, zu speisen, wenn man nicht häufige Betriebsstörungen und überhaupt den baldigen Ruin der Maschine herbeiführen will. Wird aber mit Bezug hierauf das Wassergas einem ebenso umständlichen Reinigungsprocesse wie das Leuchtgas unterworfen, so stellen sich dessen Erzeugungskosten auch bedeutend höher und der Vortheil der Oekonomie neigt sich noch mehr auf die Seite des Leuchtgases.

Aus alledem ersieht man, dass bezüglich der vortheilhaftesten Elektricitäts-Erzeugung noch manche Fragen zu beantworten und noch manche Probleme zu lösen sind.

I.

Die Windmotoren.

Der Gedanke, die lebendige Kraft des Windes für gewisse Arbeitszwecke zu gebrauchen, war dem Menschen wohl sehr nahe gelegt, denn schon im hohen Alterthume wurden Windräder benutzt. Trotz des mehrtausendjährigen Gebrauches, welcher somit diesen Motoren zugekommen ist, wurden dieselben doch bis in die neuere Zeit in ziemlich roher Form, nach den uralten primitiven Mustern construirt und eine möglichst vollkommene

Ausnutzung der Windkraft kaum in Betracht gezogen. Erst vor wenigen Jahrzehnten und zwar zuerst im rasch vorwärtsschreitenden, erfindungsreichen Amerika kam man darauf, rationellere Windräder-Constructions mit Rücksicht auf einen möglichst hohen Wirkungsgrad herzustellen, und von dort aus bürgerten sich diese sogenannten Windturbinen auch in Europa mehr und mehr ein. Der Zweck derselben war hauptsächlich der Betrieb von Wasserpumpen, mit denen das Wasser auf eine grössere Höhe gehoben und in einem Reservoir für verschiedenartige Verwendung aufgesammelt wurde. Auf diese Weise liessen sich für einzeln stehende Häuser sowie zur Bewässerung von Gärten und Wiesen, Wasserleitungen recht bequem herstellen. Ferner liessen sich diese Motoren auch hier und da für die Wasserstationen der Eisenbahnen verwenden. Nach alledem ist also wohl anzunehmen, dass dieselben sich auch zur Erzeugung und Aufsammlung von Elektrizität unter Umständen mit Vorthail benutzen lassen. Die Erfahrung hat auch wirklich gelehrt, dass die Windräder für gewisse Arbeitszwecke die ökonomischsten Motoren abgeben.

Ein Windrad kann als Schaufelrad oder als Flügelrad construiert werden. Ein gewöhnliches Schaufelrad kann jedoch unter der Wirkung des unbegrenzten Windstromes nicht in Umdrehung versetzt werden, weil der Wind auf das Rad allseitig unter gleichem Drucke wirkt. Um die Umdrehung eines solchen Rades möglich zu machen, musste man dasselbe so einrichten, dass eine einseitige Wirkung des Windstosses stattfindet, und zu dem Zwecke müsste man entweder das Rad auf der einen Seite durch einen Schirm oder Mantel vor der

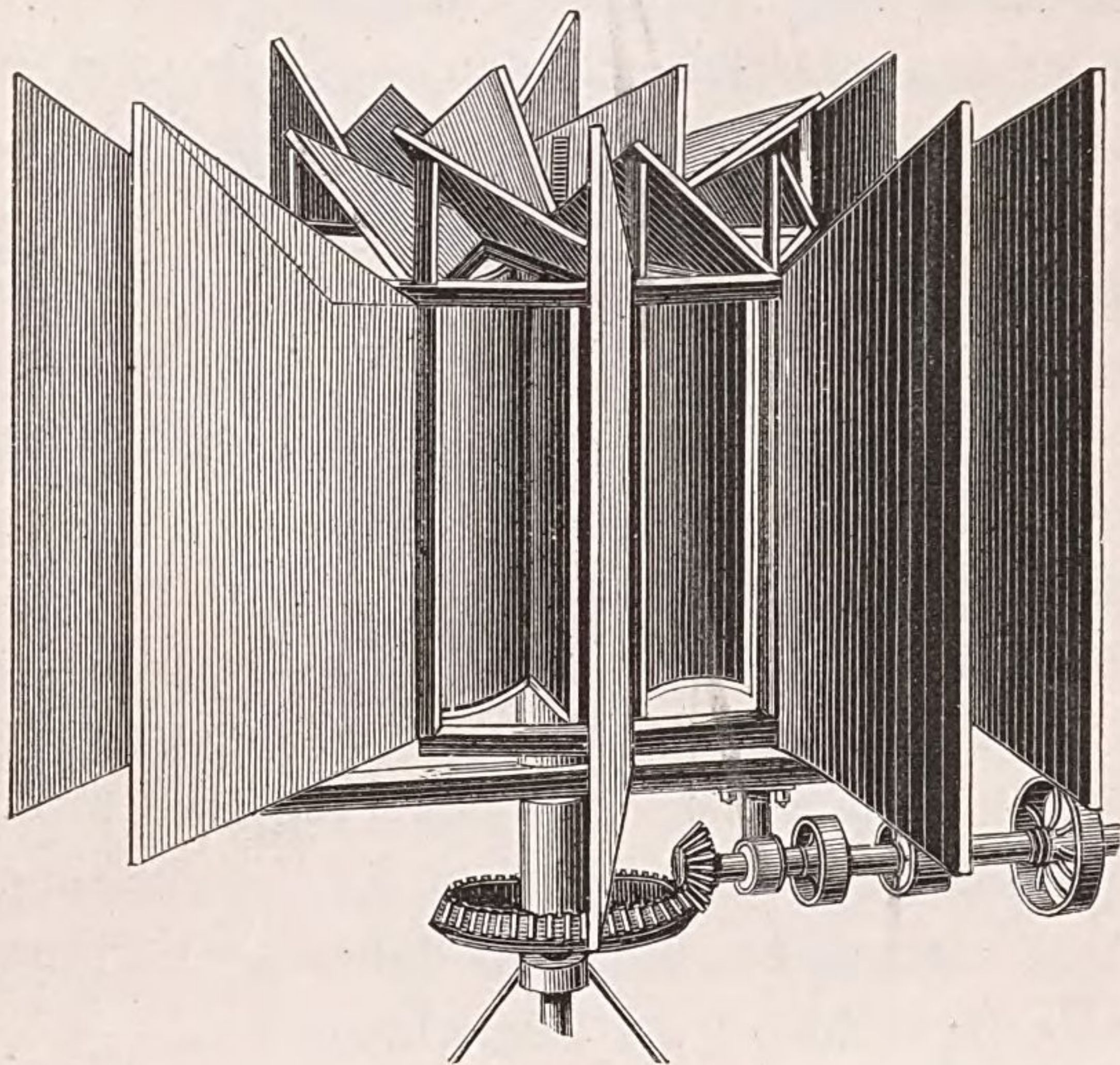
Wirkung des Windes schützen, oder man müsste dessen Schaufeln beweglich einrichten, so dass sie auf der einen Seite dem Winde die volle Schaufelfläche, auf der anderen Seite aber die Schaufelkante darbieten, wie man schon in ähnlicher Weise die Schaufelräder von Dampfschiffen construiert hat. Damit solche Räder nicht nach den verschiedenen Windrichtungen gestellt zu werden brauchen, lässt man dieselben in horizontaler Richtung um eine verticale Drehaxe laufen, weshalb man sie auch als »horizontale Windräder« zu bezeichnen hat.

Zweckmässiger als die Schaufelräder sind die sogenannten Flügelräder, welche derartig construiert sind, dass die Axen zu dem Windstrome parallel liegen und radiale Arme tragen, an denen die Flügelflächen sich befinden, welche zur Aufnahme der Windkraft dienen und deshalb eine schiefe Stellung gegen die durch die Arme bestimmte Ebene haben. Da die Richtung des Windes wenigstens angenähert stets horizontal ist, so muss natürlich auch die Axe des Flügelrades ungefähr horizontal gelagert sein, so dass die Umdrehungsebene angenähert vertical ist. Man hat daher diese Construction als verticales Windrad bezeichnet.

Der Hauptvorzug der Flügelräder vor den Schaufelrädern liegt darin, dass die ersteren bei gleicher Grösse und gleichem Gewicht ungefähr eine viermal so grosse Leistung ergeben, wie die letzteren. Während bei einem Schaufelrade nur eine einseitige Wirkung stattfindet, und diese Wirkung im Ganzen nach der Projection der dem Windstrome ausgesetzten Schaufeln in der rechtwinkelig zur Windrichtung stehenden Ebene stattfindet, fangen die Flügelräder ununterbrochen mit ihren sämtlichen Flügeln

den Windstrom auf. Von einem Flügelrade kann daher bei einer gewissen Geschwindigkeit des Windes viel mehr mechanische Arbeitsleistung aufgenommen werden, als von einem Schaufelrade, so dass diese letztere Art von Windrädern trotz der bequemeren Lagerung ihrer Welle seltener benutzt werden.

Fig. 1.



Als Beispiel für die Construction der horizontalen Wind- oder Schaufelräder sei in Fig. 1 Purger's Tourbillon - Windmotor vorgeführt, der auf der 1882 zu Frankfurt a. M. abgehaltenen Patent- und Musterschutz-Ausstellung zum ersten Male vor die Oeffentlichkeit trat und daselbst zum Betrieb einer Pumpe, einer Dreschmaschine und einer kleinen Mahlmühle diente. Die Flügel hatten 5 Mtr. Höhe und 4 Mtr. Breite. Das

Gewicht des beweglichen Theiles betrug 1900 Kg., jedoch war Alles so gut ausbalancirt, dass das Rad sich schon bei dem geringsten Luftzuge drehte. Dieses Rad bietet wie alle ähnlichen Windmotoren den Vorthail, dass man nicht nöthig hat, dasselbe nach der Windrichtung zu stellen, indem dasselbe vielmehr, wie der Erfinder erklärt, den Wind für seinen Betrieb richtet, gleichviel aus welcher Richtung derselbe bläst. Bei der Construction sind acht verschiedene Windrichtungen angenommen, welche durch die vier Haupt-Himmelsgegenden Ost, Süd, West und Nord, und durch die vier dazwischenfallenden mittleren Richtungen gegeben sind. Mit Bezug hierauf sind acht Windschirme in der Richtung der verlängerten Radien eines Achteckes angeordnet, durch welche die äusseren Theile des Windstromes zur Rotationswirkung auf die beweglichen Theile des Motors verwendet werden. In der Mitte des vom Schirme freigelassenen Raumes rotirt eine verticale Welle, an welcher vier, sechs oder acht Rahmen befestigt sind, über welche Leinwand gespannt ist, so dass deren Fläche durch den von den Schirmen gerichteten Windstrom in der wirksamsten Weise getroffen wird. Unterhalb der so gebildeten Segel wird die Welle durch ein Lager gehalten. Die Abbildung zeigt oberhalb der viereckigen Windflügel die kranzförmig angeordneten Windschirme, welche den Wind gegen die segelartigen Flügel richten und so die Wirksamkeit des Windes auf den Motor erhöhen. Die Windschirme müssen so gross als möglich sein, und zwar um so grösser, je geringer ihre Anzahl ist. Die übertragene Kraft hängt von der Oberfläche und dem Gewichte, besonders aber von der Breite der segelartigen Windflügel ab. Bekannter-

massen wirken sehr viele Umstände auf den Wirkungsgrad eines Windmotors ein. Es ist zwar nicht absolut nöthig, dieses Windrad auf einem sehr erhöhten Standpunkt aufzustellen, wohl aber ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass nicht Gebäude und andere Gegenstände sich in unmittelbarer Nähe befinden, weil sonst durch dieselben der Windstrom abgefangen wird. Der beste Stand dieses Windrades ist auf einem freistehenden Dachfirst.

Eine andere vollkommenere Construction für horizontale Windräder ist vor einigen Jahren von Anton Bohlken in Varel an der Jahde erfunden und demselben für Deutschland und andere Länder patentirt worden.*) Bei diesem, in Fig. 2 bis 4 abgebildeten Windrade drehen sich die dem Winde frei ausgesetzten Flügel während der Drehung des ganzen Flügelsystems derart um ihre eigene Axe, dass jeder Flügel das Windrad stets nach derselben Richtung zu bewegen sucht.

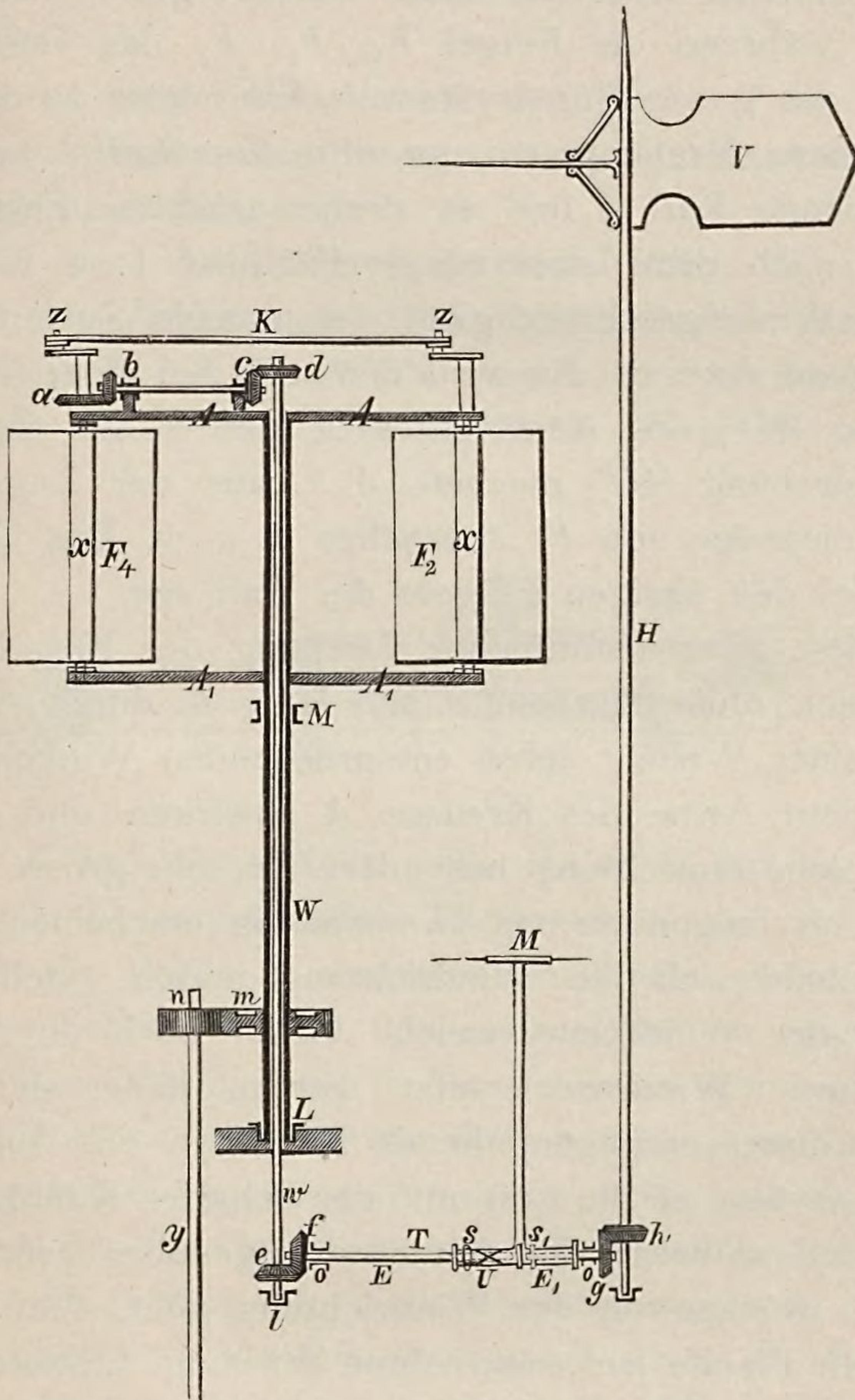
Die hohle, in dem Spurlager L und dem Halslager M laufende Welle W trägt die beiden Flügelkreuze A und A_1 , in welchen die Axen x der Flügel F_1 bis F_4 gelagert sind. Die Zahl dieser Flügel kann beliebig gewählt werden. Durch die hohle Hauptwelle W geht eine Welle w , welche in angedeuteter Weise durch die Welle t und die konischen Räder d, c, b, a mit der Axe x des Flügels F_4 in Verbindung steht, und zwar in einem Uebersetzungsverhältniss von 1 : 2.

Sämmtliche Flügelaxen sind mit Hilfe der Kurbeln z und eines Kuppelringes K mit einander verbunden. Diese

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 24. Bd., S. 121.

Kurbeln stehen zu einander parallel; zu den Flügeln F_3 ,

Fig. 2.



F_4 , F_1 , F_2 aber um einen Winkel von 0° , bzw. 45° , 90° und 135° versetzt, wie dies Fig. 4 angiebt.

Nehmen wir zunächst an, die Welle W stehe still und die Flügel haben zur Windrichtung V_1 die Stellung Fig. 4. Dann trifft der Wind den Flügel F_3 auf der Kante, während die Flügel F_4 , F_1 , F_2 das Bestreben haben, das ganze Flügelsystem rechts herum zu drehen. Tritt diese Drehung ein, so rollt das Rad c um das feststehende Rad d und es drehen sich die Flügel F_1 bis F_4 nach dem Umsetzungsverhältniss $1 : 2$ mit der halben Winkelgeschwindigkeit des ganzen Systems um die eigene Axe x . Es wird demnach bei einer Vierteldrehung (90°) des Armkreuzes A der Flügel F_4 eine Achteldrehung (45°) machen, d. i. aus der Lage von F_4 in diejenige von F_1 übergehen u. s. w. Das Gleiche wird bei den übrigen Flügeln der Fall sein.

Diese übereinstimmende Drehung der Flügel lässt sich auch ohne Kurbeln z und Ring K durch Anbringung einer Welle t nebst entsprechenden Winkelrädern auf jedem Arme des Kreuzes A bewirken, und dürfte eine solche Einrichtung besonders für sehr grosse Windräder mit langen Armen zweckmässig erscheinen.

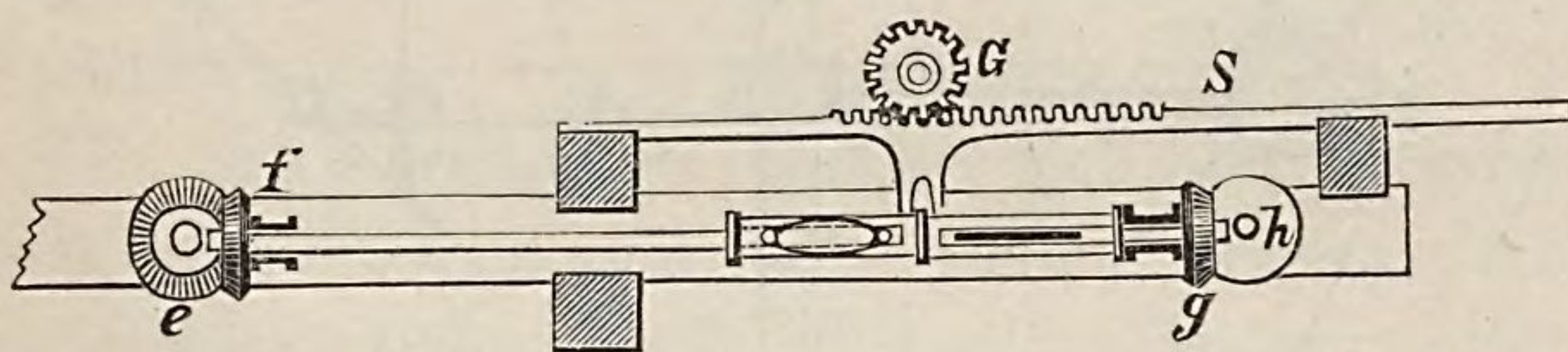
Sobald sich die Windrichtung ändert, stellt sich mittels der Windfahne, welche besser noch durch eine sogenannte Windrose ersetzt werden kann, der dem Winde direct entgegengehende Flügel in die Windrichtung, so dass er die Luft mit der scharfen Kante durchschneidet, während der diametral gegenüber befindliche Flügel, welcher mit der Windrichtung geht, dem Winde die volle Fläche zur senkrechten Wirkung darbietet, wie dies auch aus Fig. 4 ersichtlich ist. Die beiden dazwischen liegenden Flügel stellen sich dagegen in entgegengesetzter Weise unter 45° zur Windrichtung ein, so dass sie zur

Umdrehung des ganzen Flügelsystems in der günstigsten Weise mitwirken. Das Windrad wird sich demnach mittels der Windfahne V stets nach der Windrichtung einstellen.

Es ist jetzt noch die mit der Welle T in Fig. 2 und 3 combinirte Regulirungs-, resp. Umsteuerungsvorrichtung zu erklären.

Auf der Welle T steckt eine Hülse U , welche mittels der Zahnstange S des Getriebes g und des Handrades M auf der Welle verschoben werden kann; innerhalb dieser Hülse ist die Welle T in die beiden

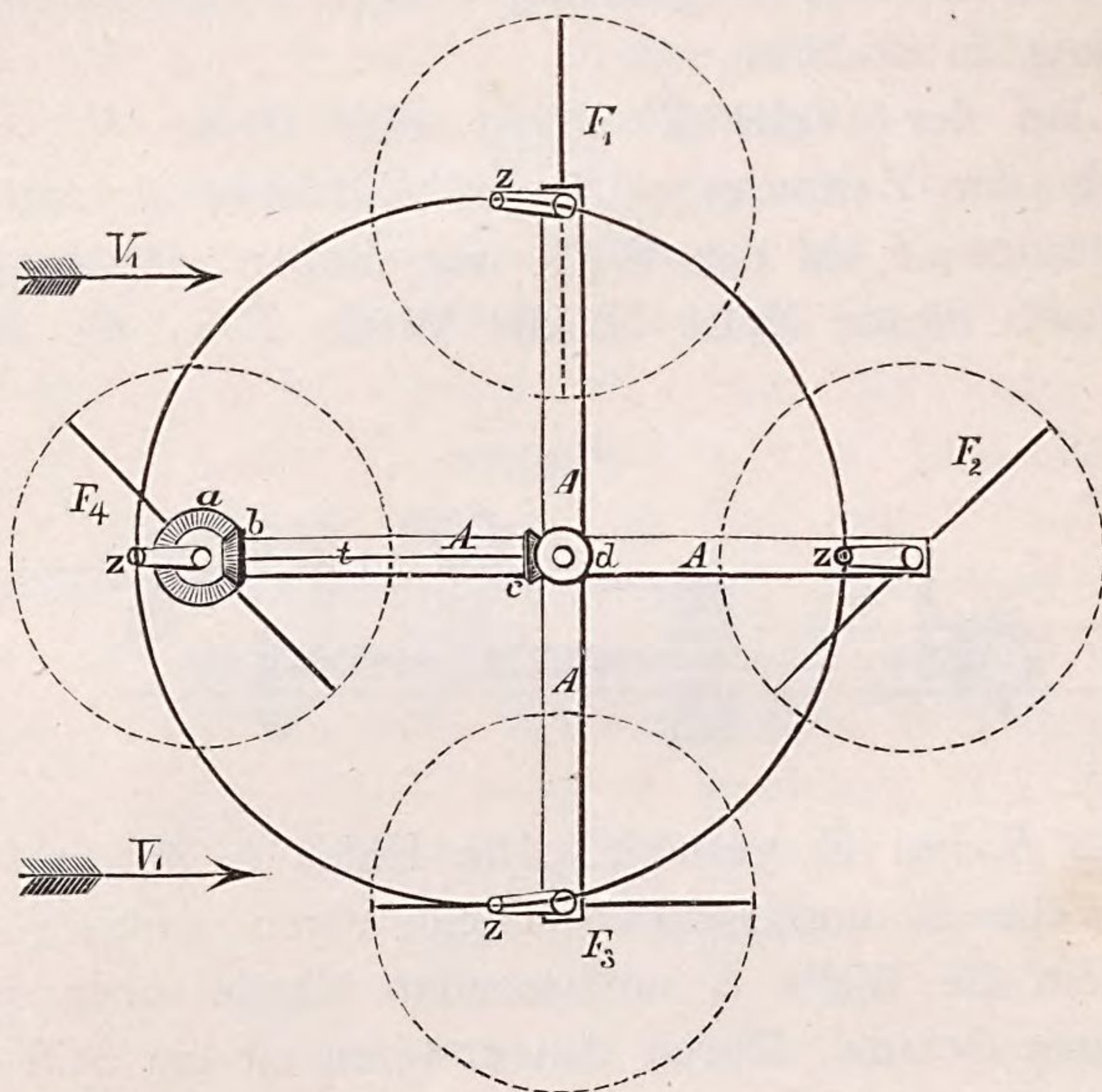
Fig. 3.



Stücke E und E_1 getheilt. Die Hülse U hat auf dem die Welle E_1 umfassenden Theile einen geraden und auf dem die Welle E umfassenden Theile einen spiralförmigen Schlitz. Durch den ersteren ist ein Stift s_1 in das Wellenstück E_1 , durch den letzteren ein Stift s in das Wellenstück E geschraubt. Bei irgend einer bestimmten Stellung von U übertragen nun die Stifte s und s_1 die Drehung der Welle H ebenso, als ob E und E_1 ein einziges Stück bildeten. Eine Verschiebung von U veranlasst aber eine Verdrehung von E gegen E_1 . Beträgt letztere 180° , so werden sämtliche Flügel um 90° gedreht, und es tritt alsdann eine zur erstgedachten entgegengesetzte Rotation des Windrades ein. Bewirkt

aber die Verschiebung von U nur eine Verstellung von E gegen E_1 um 90° , so wird eine Flügelstellung hervorgerufen, bei welcher das Windrad stillsteht, indem z. B. mit Bezug auf Fig. 4 der vorderste Flügel F_4 sich

Fig. 4.



in die Windrichtung, der hinterste F_2 aber quer zur Windrichtung stellt, während die beiden Seitenflügel F_1 und F_3 sich nach aussen unter 45° gegen die Windrichtung neigen, so dass der Wind nunmehr das Windrad nach entgegengesetzten Seiten zu drehen sucht, und daher, indem die beiden entgegengesetzten Drehungsbestrebungen einander die Wage halten, das Rad in Ruhe bleibt. Bei irgend einer Stellung zwischen dem eben geschilderten Gleich-

gewichtszustande und der in Fig. 4 vorgeführten Stellung der Maximalwirkung werden die Flügel in einer weniger günstigen Weise vom Winde getroffen, als bei der zuletzt gedachten Stellung, und folglich resultirt für denselben Widerstand eine langsamere Drehung des Windrades.

Ein verticales Windrad amerikanischer Construction ist in Fig. 5 bis 7 dargestellt. Die ersten Windräder dieser Art wurden als Halladay's Patent-Standard-Windmühle von der Windmühlen- und Pumpen-Fabriks-Gesellschaft in Batavia (Vereinigte Staaten) gebaut und in Europa eingeführt. Später sind dieselben von verschiedenen deutschen Fabrikanten nachgebaut und verbessert worden, so z. B. von Friedrich Filler in Hamburg und Anderen.

Die Schwierigkeiten, welche sich der Verwendung von Windmühlen in den Weg stellen, werden durch die Unregelmässigkeiten des Windes selbst hervorgerufen. Der Motor soll ferner durch zu hohen Winddruck keinen Schaden leiden und andererseits nicht mit zu grosser Geschwindigkeit angetrieben werden. Soll nun eine derartige Windmühle, welche nicht unter constanter Aufsicht stehen kann, zuverlässig arbeiten, so erforderte dieselbe nach den älteren Constructionen eine Anordnung und Dimensionirung der Details, wodurch der Apparat sehr complicirt, schwerfällig und kostspielig gemacht wird, denn die Mühle muss alsdann für den überhaupt möglichen grössten Winddruck construirt werden, wenn sie nicht bei einem stärkeren als dem mittleren Winddrucke Schaden leiden soll. Diesem Umstande war es hauptsächlich zuzuschreiben, dass früher kleinere Windräder neben den gewöhnlichen, althergebrachten, schwer-

fälligen Windmühlen sehr selten zur Anwendung kamen, weil die bisherigen Constructionen eine Einstellung der

Fig. 5.

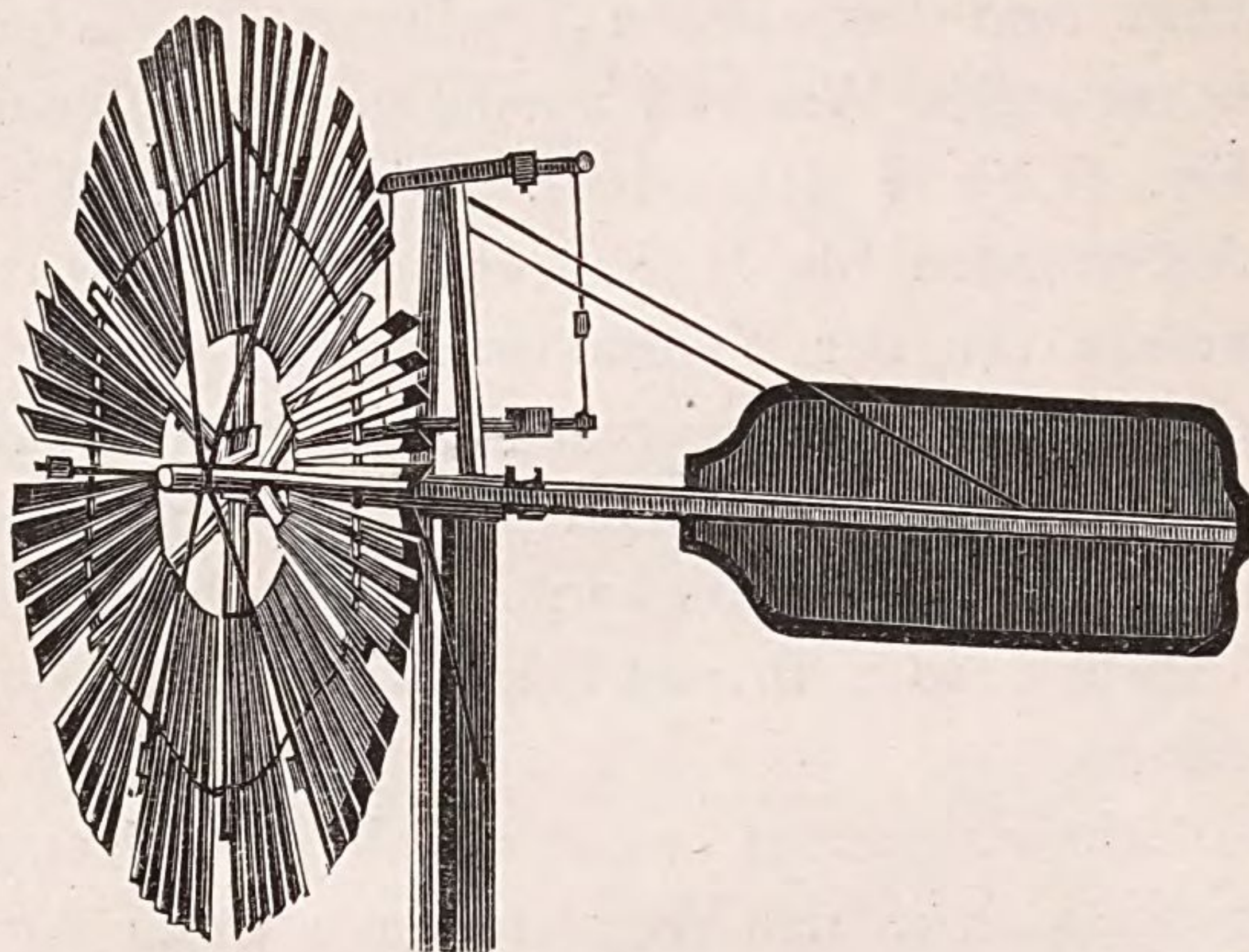
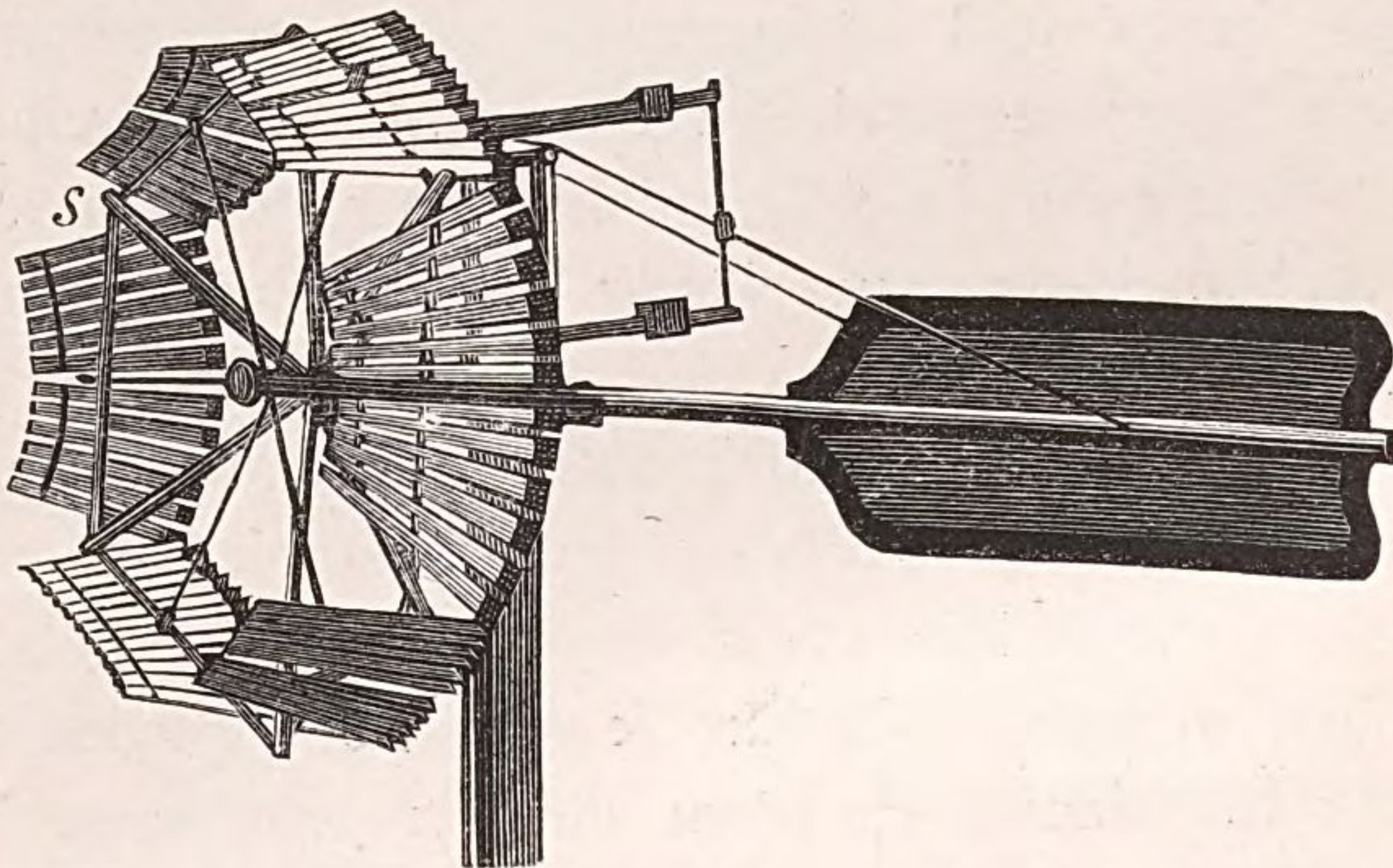


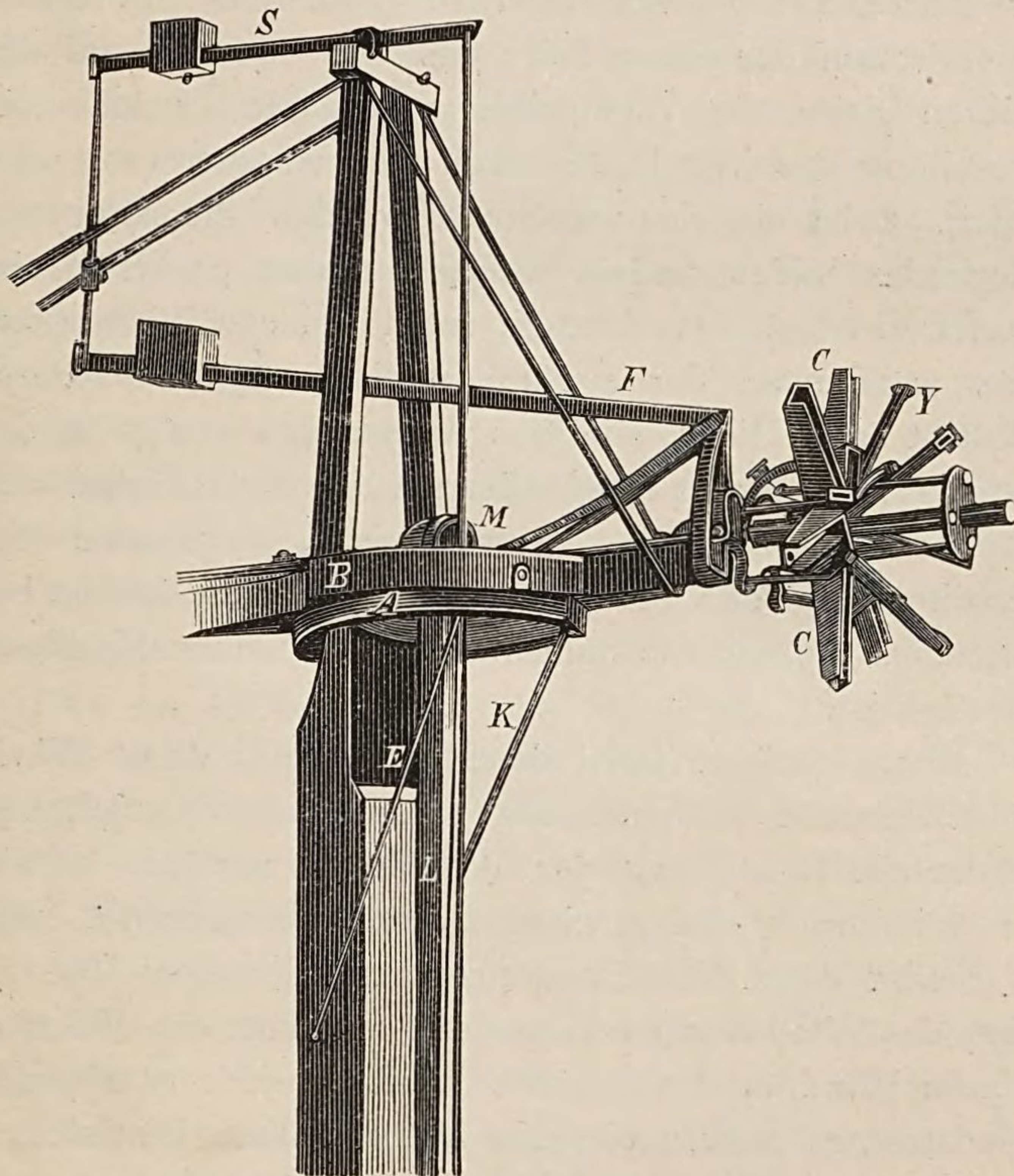
Fig. 6.



Windflügel gegen die veränderliche Kraft des Winddruckes nicht auf eine bequeme Weise gestatteten. Dieser

Uebelstand ist bei der vorliegenden Windrad-Construction vollständig beseitigt.

Fig. 7.



Die Construction des Einstellungsmechanismus ist aus Fig. 7 ersichtlich, wo das Gestell nach Wegnahme der Flügel abgebildet ist. A ist ein mit der Holzsäule des Gestells verbundenes kreisrundes, ringförmiges Gussstück, welches als Träger für den Mechanismus des Wind-

rades dient. Dieses Gussstück wird durch die Streben *EE* gestützt und trägt die tischartige, bewegliche Platte *B*, welche auf Rollen läuft, um die Reibung bei der Drehung der Platte auf ein Minimum zu reduciren. An dieser Platte ist auf der einen Seite das Windrad und auf der anderen Seite die Windfahne angebracht, welche die Einstellung des Windrades nach der Windrichtung vermittelt. *C* ist ein eiserner Stern, welcher die Nabe des Windrades bildet, und in welchen dessen Speichen eingesetzt werden. Das letztere rotirt um eine horizontale Axe, welche an der erwähnten tischartigen Platte *B* befestigt ist. Die Welle des Windrades endigt in der Mitte des Drehtisches *B*, woselbst sie eine Kurbelscheibe *M* trägt, mit welcher die Lenkstange *L* verbunden ist, die direct an das Pumpengestänge oder an den zu bewegenden Betriebsmechanismus irgend einer Maschine befestigt ist.

Der wichtigste Theil des Mechanismus dieser Windmühle besteht in einer eigenthümlichen Vorrichtung, welche die Einstellung der Windflügel ausführt, sobald der Winddruck eine gewisse Grenze überschreitet, und zwar wird diese Einstellung proportional mit der Verstärkung des Winddruckes ausgeführt, so dass die effective, auf die Windflügel ausgeübte Kraft für jede Stärke des Windstromes nahezu dieselbe bleibt. Diese Einrichtung gestattet somit die Dimensionirung der einzelnen Bestandtheile für ein gewisses bekanntes Kraftmaximum, so dass man den einzelnen Bestandtheilen keine übermässige Stärke zu geben braucht, wodurch einerseits die leichte Beweglichkeit der Windmühle garantirt und andererseits die Herstellungskosten auf einer mässigen Höhe erhalten

werden. Dieser Mechanismus zur Einstellung der Windflügel besteht aus einem Schieber und seinen Verbindungsstangen mit den einzelnen Flügeln. Der Schieber D ist mit den Winkelhebeln Y verbunden, an deren äusseren Enden sich Stäbe befinden, die nach dem Centrum jedes einzelnen Flügels gehen; diese Stäbe drehen die Windflügel, je nachdem der gabelförmige Hebel F gehoben oder gesenkt wird. An ihren äusseren Enden tragen diese Stäbe Gewichte, welche vermöge ihrer Schwungkraft die Flügel um eine gegen die Axe des Windrades senkrecht stehende Axe drehen, und zwar desto mehr, je grösser die Kraft des Windes und also auch die Rotations-Geschwindigkeit des Windrades ist. Diese Stäbe mit ihren Gewichten wirken also gleich gewöhnlichen Dampfmaschinen-Regulatoren. Die Flügel selbst werden durch den Hebel F mit ihrem Gegengewichte stets wieder in die Radebene zurückgeführt, so dass man durch Verstellung des verschiebbaren Gegengewichtes auf dem Hebel F den Maximaldruck, bei welchem die Flügel noch in der Radebene eingestellt bleiben sollen, nach Belieben reguliren kann.

Diese Einrichtung ist sehr einfach im Vergleich zu den bisher für denselben Zweck benutzten Constructionen. Deshalb ist das Halladay'sche Windrad auch keinerlei Störung unterworfen und kann lange Zeit hindurch ohne jede Aufsicht sich selbst überlassen bleiben, was bei den älteren Windmühlen-Constructionen nicht angeht.

Der Hebel S dient dazu, das Rad von unten zum Stillstand zu bringen, resp. die Windflügel um ihre Axe zu drehen, so dass sie dem Winde keine Angriffsfläche darbieten. Auch dies ist ein in vielen Fällen nicht zu

unterschätzender Vorthail. Die Zweckmässigkeit dieser Construction hat auch zu der grossen Verbreitung der Halladay'schen Windmühlen in Amerika, wo sie zu den verschiedensten Zwecken Anwendung finden, wesentlich beigetragen.

Eine sehr grosse Anzahl von Wasserstationen der amerikanischen Bahnen ist mit derartigen Windmühlen versehen, welche ohne die geringste Aufsicht das für die verkehrenden Züge erforderliche Wasser in die Reservoirs hinaufpumpen und somit auch eigentlich schon zur Kraftaccumulirung benutzt werden. Um nun für den Fall gesichert zu sein, wenn einige Tage gar kein oder doch nur ein ungenügender Wind weht, sind die Reservoirs so gross bemessen, dass sie einen sehr bedeutenden Wasservorrath zu fassen vermögen, welcher während der Zeit des stärker wehenden Windes stets wieder ergänzt wird. In ganz ähnlicher Weise könnte man diese Motoren auch zur Aufspeicherung elektrischer Energie benutzen. Die Regulirung dieser Windmühlen-Pumpen auf den Wasserstationen geschieht in sehr einfacher Weise, indem nämlich von den Reservoirs aus durch eine Rohrleitung ein Behälter gefüllt wird, welcher direct an den Hebel *S* angehängt ist. Wird nun durch den Ueberlauf aus dem grossen Reservoir das kleinere Gefäss gefüllt, so drückt es den Hebel *S* herab, hebt dadurch den Hebel *F* und rückt die Windflügel aus, so dass die Pumpe zum Stillstand kommt. Das Regulirgefäss ist mit einem Hahne versehen, der so gestellt werden kann, dass sich das Gefäss innerhalb einer bestimmten Zeit wieder entleert, wonach das Gewicht des Hebels *S* diesen wieder in die normale Lage zurückbringt und das Windrad abermals

auf die Wirkung des Windes eingestellt wird, so dass es durch denselben in Umdrehung versetzt werden kann. In der Regel wird das Gefäss so eingerichtet, dass es sich nach Ablauf von einer bis zwei Stunden wieder entleert hat und dann die Pumpe wieder in Thätigkeit versetzt wird. Selbstverständlich hängt jedoch diese Regulirung von der Quantität des erforderlichen Wassers ab.

Von Interesse ist es, die Triebkraft des Windes, beziehentlich den Winddruck auf die Windräder und die Leistungsfähigkeit der letzteren kennen zu lernen.

Wissenschaftliche Untersuchungen haben erwiesen, dass der durch den Wind auf eine zu seiner Bewegungsrichtung senkrecht stehende ebene Fläche ausgeübte Druck direct proportional zur Flächengrösse ist und nach dem Quadrate der Windgeschwindigkeit sich ändert. Jedoch scheint es, als wenn bei starken Stürmen der Winddruck in einem noch etwas grösseren Verhältnisse zur Windgeschwindigkeit sich verstärkte. Für alle gewöhnlichen Windgeschwindigkeiten kann man jedoch das zuerst angegebene Verhältniss als richtig anerkennen.

Ueber die Kraft oder den Druck des Windes sind vom englischen Ingenieur Smeaton eingehende Untersuchungen angestellt worden, und hat derselbe gefunden, indem er aus verschiedenen Versuchen einen Durchschnittswerth berechnete, dass ein mit der Geschwindigkeit von 1,5 Mtr. wehender Wind einen Druck von 30 Kg. auf eine ebene Fläche von 1 Qu.-Mtr. ausübe, wenn er rechtwinkelig dagegen stösst. Da nun der Winddruck im Verhältniss zum Quadrat der Windgeschwindigkeit wächst, so wird ein Wind von 3 Mtr. Geschwindigkeit auf jeden Quadratmeter ebene Fläche unter sonst

gleichen Bedingungen einen viermal so starken Druck, d. i. einen Druck von 120 Kg. ausüben.

Hiernach kann man den Druck für irgend welche Windgeschwindigkeit berechnen; denn wenn v gleich ist der Windgeschwindigkeit in Meter per Secunde, x den durch diese Geschwindigkeit hervorgebrachten Druck bezeichnet, dann folgt nach obiger Regel die Proportion:

$$(1.5 : v)^2 = 30 : x \quad (1.5)^2 : v^2 = 30 : x$$

oder sehr angenähert:

$$x = \frac{v^2}{20}$$

Die folgende Tabelle giebt die Winddrücke pro Quadratmeter auf eine winkelrecht zur Windrichtung gestellte ebene Fläche für verschiedene Windgeschwindigkeiten an:

Mtr. Geschwindigkeit per Secunde	Druck pro Qu.-M. in Kg.
1	20
2	80
3	180 — 2,
4	320
5	500
6	720
7	980
8	1280
9	1620
10	2000

Man kann annehmen, dass, ausser in sehr dem Zuge ausgesetzten Lagen oder in grossen Höhen, die gewöhnliche Windgeschwindigkeit bei uns 3 Mtr. pro Secunde

nicht überschreitet, was einem Druck von 120 Kg. pro Quadratmeter entspricht.

Im Folgenden gehen wir auf Untersuchungen ein, welche sich auf die Angaben eines der bedeutendsten Windräder-Fabrikanten der Vereinigten Staaten stützen, und es sind die Zahlenangaben der danach gebildeten Tabellen an mehreren Hunderten von Windrädern approbirt worden, wobei deren enger Anschluss an die Erfahrungsergebnisse sich herausstellte.

Es mögen vielleicht die erhaltenen Leistungen mit Bezug auf die Grösse der Windräder vom Standpunkte der gewöhnlichen, jedoch falschen Anschauung gering erscheinen, aber die Zahlen der Tabellen stimmen mit den durch die theoretische Betrachtung des Winddruckes erhaltenen sehr genau überein und sind auf Grund der angestellten Beobachtungen als richtig anzuerkennen. Es dürfte daher wohl gerechtfertigt erscheinen, die Leistung der Windmühle als Betriebsmaschine auf die in den folgenden Tabellen angegebenen Leistungen zu basiren und die Kosten für die Leistung als ebenso zuverlässig hinzunehmen.

Gesteht man den Windrädern aber auch vorläufig ihre Oekonomie zu, so ist deren Benutzung als Betriebsmaschine auch noch von anderen Umständen abhängig.

Ein Uebelstand, welcher die Anwendung der Windräder sehr beeinträchtigt, liegt in der Unzuverlässigkeit der Betriebskraft. Die Sache ist jedoch nicht ganz so schlimm, wie man vielleicht annimmt, obschon dadurch die Benutzung der Windräder beschränkt wird. Natürlich darf nicht ausser Acht gelassen werden, dass öfters längere Perioden vollkommener Windstille eintreten, und deshalb

kann man die Windräder immerhin nur für solche Zwecke benutzen, wo der Betrieb durch das Rad pausiren kann, wenn die Windstille eintritt, indem während der Betriebszeit ein gewisser Vorrath von Arbeit aufgesammelt worden ist, wie dies z. B. geschieht beim Wasserpumpen für verschiedene Zwecke oder beim Comprimiren von Luft oder — wie wir schon früher in Vorschlag gebracht haben — beim Ansammeln von Elektrizität mittels einer Dynamomaschine und elektrischer Accumulatoren.

Eine weitere Einschränkung erleidet die Anwendung der Windräder dadurch, dass die Dimensionen ihrer Flügel im Vergleich zur Kraftleistung sehr gross ausfallen, so dass man dieselben nur zur Ausführung geringer Leistungen benutzen kann. Es ist daher nicht rathsam, über 4 Pferdestärken Nutzleistung von einem Windrade zu verlangen, obschon Coulomb mit einem aus vier Segeln zusammengesetzten Windrade von 70 Fuss engl. (ca. 21 Mtr.) Durchmesser und einer mittleren Windgeschwindigkeit von 15 engl. Meilen per Stunde (24,1 Km. oder 6,7 Mtr. per Secunde) eine Nutzleistung von ungefähr 7 Pferdestärken erhalten haben will.

Nur für Leistungen zwischen $\frac{1}{25}$ bis 4 Pferdestärken ist das Windrad erfahrungsmässig als ein ökonomischer und brauchbarer Motor zu empfehlen.

Mit Bezug auf den Kostenpunkt scheint das Windrad zur Ladung elektrischer Accumulatoren ein sehr zweckmässiger Motor zu sein, wobei nur zu berücksichtigen ist, dass man nicht die Grösse der Summe der Anlagekosten, sondern nur deren Zinsen in Betracht zu ziehen hat.

Während die auf S. 43 folgende erste Tabelle über die Grösse und Leistung der Windräder Aufschluss giebt, sind in

der zweiten Tabelle die Anlage und Betriebskosten im Vergleich zur Arbeitsleistung zusammengestellt.

I. Tabelle.

Durchmesser des Windrades in Mtr.	Wind- geschwindigkeit in Mtr. per Secunde	Touren des Rades per Minute	Nutzleistung in Pferde- stärken
2,60	6,70—8,94	70—75	0,04
3,25	6,70—8,94	60—65	0,12
3,65	6,70—8,94	55—60	0,28
4,26	6,70—8,94	50—55	0,41
4,87	6,70—8,94	45—50	0,61
5,48	6,70—8,94	40—45	0,78
6,16	6,70—8,94	35—40	1,15
7,62	6,70—8,94	30—35	1,80

Hierbei wurde das Resultat im Durchschnitt bei einem 8- bis 10stündigen Betrieb erhalten:

II. Tabelle.

Durchmesser des Windrades in Mtr.	Entwickelte Nutz- Pferdestärken	Anlagekosten incl. Windrad, Pumpe, Thurm in Mark	Gesamtkosten d. Pferdestärke pro Stunde in Pfennigen
2,60	0,04	620	50,00
3,25	0,12	740	24,36
3,65	0,21	880	24,38
4,26	0,28	1840	24,36
4,87	0,41	2800	24,78
5,48	0,61	3300	19,32
6,10	0,79	4220	18,90
7,62	1,34	5000	15,50

Es ist besonders darauf hinzuweisen, dass der Wind nach den gemachten Erfahrungen durchschnittlich 8 bis 10 Stunden lang während der 24 Tagesstunden stark genug bläst, um ein Windrad mit der in der Tabelle angegebenen Geschwindigkeit zu treiben. Die laufende Ausgabe für irgend eine Betriebsmaschine, oder die Kosten einer in der Zeiteinheit entwickelten Pferdestärke, welche allein die Basis zur Vergleichung der Oekonomie verschiedener Motoren bilden kann, besteht hauptsächlich in den Capitalzinsen, Reparaturkosten und in der Abnutzung der Anlage, ferner in den Kosten für Schmiermittel, Beaufsichtigung, Reinigung und eventuell Brennmaterial. Die Beaufsichtigung bei Windrädern mit Selbstregulirung, auf welche sich die Tabellen beziehen, bestehen blos in dem Aufgiessen von Oel in die Schmiergefässe, was in einem Monate drei bis vier Mal nöthig ist und täglich nur einige Minuten in Anspruch nimmt. Wird auf diesen geringen Dienst Rücksicht genommen, so sind höchstens 60 Pfennige monatlich dafür zu berechnen. Die Erfahrung hat gezeigt, dass Reparaturen und Abnutzung zusammen mit 5⁰/₀ des Anlagecapitals gedeckt werden. Die Capitalzinsen sind ebenfalls mit 5⁰/₀ per annum zu berechnen. Oel zur Schmierung wird nur sehr wenig gebraucht.

Die Leistung eines 9 Mtr. im Durchmesser haltenden Windrades scheint, nach den angestellten Beobachtungen, einer Nutzarbeit von 2,4 Pferdestärken zu entsprechen, und die Betriebskosten pro Pferdestärke und Stunde dürften etwa 10,5 Pf. betragen. Es ist wohl leicht einzusehen, dass die Arbeit der Windräder sich viel billiger stellt, als diejenige anderer Motoren, für welche ein Brennmaterial-Aufwand erforderlich ist.

Fassen wir nochmals Alles zusammen, so dürften die gegebenen Zahlen, welche als die Resultate wirklicher Erfahrungen an Hunderten von Windrädern zu betrachten sind, wohl einigen Anspruch auf Zuverlässigkeit machen. Sie beweisen, dass gegenwärtig das Windrad der billigste Motor für kleinere Arbeitsleistungen ist. Die Arten dieser Arbeitsleistungen sind oben aufgeführt worden.

II.

Die Wassermotoren.

Die Wasserkraft. Weit wichtiger als die im vorhergehenden Abschnitte betrachteten Windmotoren sind die Wassermotoren, indem die Wasserläufe der Erde überaus zahlreiche, ergiebige und machtvolle Kraftquellen zu liefern im Stande sind, die bei der Benutzung viel zuverlässiger sich erweisen als die wechselvolle Windkraft. In der That befindet sich die Wasserwirthschaft, das ist nach Reuleaux die systematisch, durch Sitte und Gesetz geregelte Benutzung der von der Natur unregelmässig gelieferten Wasserzufuhr, in den meisten Ländern noch wenig oder gar nicht ausgebildet. Durch Menschenwerk allein ist eine geordnete Wasserzufuhr für die industrielle und landwirthschaftliche Benutzung zu erreichen. Beispielsweise ist in Frankreich die Wasserwirthschaft bereits hoch ausgebildet. Dieser Staat hat sich zunächst ein ausgezeichnetes Wasserrecht geschaffen und hat zahlreiche Sammel-

teiche und Thalsperren angelegt, durch welche das Land möglichst vor Ueberschwemmungen und vor Dürre bewahrt und der Landwirthschaft und Industrie eine gleichmässige Wasserzufuhr gesichert wird. Besonders erwähnenswerth sind die Thalsperren oberhalb St. Etienne am Flusse Flurens, bei der 1,600.000 Kbm. Wasser aufgespeichert werden, welche der dortigen Industrie zu Gute kommen. Ferner ist zu nennen die Thalsperre und Reservoiranlage bei Sattons im Yonne-Gebiet, wodurch 24 Mill. Kbm. Wasser für Industrie und Landwirthschaft nutzbar gemacht werden. Zahlreich sind die Wehr- und Stauanlagen, Durchstiche u. s. w. in Frankreich, und es hat hierin die französische Technik einen hohen Grad der Ausbildung erreicht.

Trotz der bereits verausgabten Millionen für derartige Anlagen, durch welche weit ausgedehnte Landstriche ihre befruchtende Bewässerung erhalten und Tausende von Pferdekraften der Industrie zu Dienste gestellt werden, sind doch nach den Berechnungen des Ingenieurs Oppermann noch durch etwa 20.000 bis 30.000 Mehranlagen 58.500 Mtr. Gefälle für landwirthschaftliche und industrielle Zwecke nutzbar zu machen.

So ist es der Thätigkeit der französischen Ingenieure bereits vielfach gelungen, constante Wasserkräfte an solchen Orten zu erhalten, wo natürliche Gefälle bereits vorhanden sind, und Wasserkräfte zu concentriren, oder von Punkten, wo solche bereits bestehen, dorthin zu übertragen, wo eine Nachfrage vorhanden ist, oder wo neue Centren für die Industrie geschaffen werden können.

Auf den britischen Inseln sind die Wasserkräfte bereits ebenfalls gut ausgenutzt, aber die unbenutzte

potentielle Wasserkraft ist daselbst immer noch enorm. Nimmt man den gesammten Flächenraum von Grossbritannien und Irland zu 122.000 englischen Quadratmeilen und die jährliche Regenmenge, die als Kraft verwendbar ist, nur zu 30 Cm. an, so erhält man circa 9000 nutzbare Pferdekkräfte. Nimmt man ferner mit Rücksicht auf das ganze Land das mittlere Gefälle zu 30·5 Mtr. an, so gehen nahezu 900.000 Pferdekkräfte Jahr aus Jahr ein grossentheils noch ungenutzt in das Meer. Es bleibt also hier immer noch die Aufgabe übrig, die Wasserkraft an passenden Stellen zu sammeln und dieselbe dorthin zu leiten, wo sie fehlt.

In Betreff der Ausnutzung des Wassers als treibende Kraft steht Deutschland hinter Frankreich und England noch weit zurück. Im ganzen Deutschen Reiche sind nach Dr. Engel ca. 169.000 Pferdekkräfte durch Wasserkraft gegenüber 885.600 Pferdekkräften durch Dampfkraft in Benutzung. Nun ist aber nach Frauenholz die Wasserkraft der deutschen Hauptströme auf ca. 1,756.600 Pferdekkräfte zu schätzen, deren Werth, wenn nur zum dritten Theil nutzbar gemacht, etwa 580 Mill. Mark betragen würde. Frauenholz nimmt an, dass in Baiern allein mindestens 200.000 Wasser-Pferdekkräfte nutzbar zu machen sind; dies kann aber nur durch eine wohlgeregelte Wasserwirthschaft geschehen.

Schon seit Menschenaltern beschäftigte man sich mit der Idee der Ausnutzung grosser Wasserkräfte. So hatte vor vielleicht fünfzig Jahren ein waghalsiger Yankee die ungeheuerliche Idee, den Niagarafall mittels eines riesigen overschlächtigen Wasserrades abzufangen und die Welle dieses Rades in geeigneter Lagerung und an geeigneten

Stellen mittels Universalgelenken verkuppelt, durch das Land bis nach New-York zu leiten, um auf dem Wege ihre Kraft für industrielle Zwecke ausnutzen zu können. An der Unausführbarkeit dieses Gedankens wird wohl Niemand zweifeln!

Bisher erschien es in dieser Beziehung am vortheilhaftesten, den Drahtseilbetrieb zu benutzen, weil man mit diesem Transmissionsmittel in der That im Stande ist, bedeutende Kräfte bis auf Entfernungen von mehreren Hundert Meter weit zu übertragen. Mehrere bedeutende Anlagen sind in dieser Weise ausgeführt worden. Die älteste und bekannteste dieser Anlagen befindet sich am Rheinfall zu Schaffhausen, wo die Uebertragung von etwa 750 Pferdekraften ins Auge gefasst wurde. Eine andere grosse Wasserkraft von etwa 250 Pferdekraften, die ebenso wie die Schaffhauser mittels Turbinen ausgenutzt wird, befindet sich bei der Stadt Genf. Ferner trat im Jahre 1872 in Frankreich eine Gesellschaft zusammen unter dem Titel »Compagnie Générale de Bellegarde«, welche die Ausnutzung der Wasserkraften des Rhonefalls und anderer Wasserkraften im Districte Bellegarde bezweckte. Die ganzen dort vorhandenen disponiblen Wasserkraften wurden auf ca. 12.000 Pferde geschätzt. Um diese Kräfte zu concentriren und nutzbar zu machen, wurde das oberhalb des Rhonefalls abgeleitete Wasser durch einen in solidem Fels ausgearbeiteten Tunnel von 550 Mtr. Länge geleitet, welcher eine Art Wehr bildet und an dessen Ausmündung sechs grosse Turbinen von je 630 Pferdekraften Nutzeffect bei 70% Wirkungsgrad in Betrieb gesetzt wurden, so dass man eine verfügbare Arbeitskraft von 3780 Pferden erhielt.

Der Grossartigkeit dieser Anlage kommt die bei Neuenburg gleich, indem dieselbe auf nahezu 4000 disponible Pferdekkräfte berechnet ist.

In ein ganz neues Stadium ist aber nunmehr die Ausnutzung der Wasserkräfte durch die elektrische Transmission getreten, indem die hiermit bereits erreichten Resultate die grossartigsten Erfolge erwarten lassen. Auch in der Verwerthung der Wasserkräfte durch dieses Transmissionsmittel ist man in Frankreich vorangegangen. Namentlich haben hier die Ingenieure Chrétien und Felix Bahn gebrochen, indem dieselben die Betriebskraft von Turbinen durch elektrische Leitungen auf grössere Entfernungen übertrugen und für landwirthschaftliche Zwecke, d. i. zum Betrieb von Pflügen, Mähemaschinen, Dreschmaschinen u. dgl., nutzbar machten. Hierbei sind die Umstände insofern besonders günstig, weil es zur Ausführung der Arbeiten weniger darauf ankommt, dass die motorische Kraft das ganze Jahr hindurch ununterbrochen gleichmässig wirksam ist. Durch die Anwendung der elektrischen Krafttransmission kann in vielen Fällen die Ungunst der Lage des Betriebsortes ausgeglichen werden, so dass für industrielle und landwirthschaftliche Zwecke die Verwendbarkeit und dadurch der Werth der Wasserkräfte wesentlich erhöht wird.

Man wird übrigens auch die Wasserkraft bei einer geregelten Wasserwirthschaft in manchen Fällen zum Betrieb elektrischer Eisenbahnen, ja zum Bewegen von Schiffen auf Canälen benutzen können. Erwähnenswerth ist hier die mittels Turbinen in Betrieb gesetzte elektrische Eisenbahn zu Portrush in England, welche ca. 10 Km. lang ist und steile Steigungen, sowie scharfe

Curven zu überwinden hat. Ferner wird sich auch die Verwendung von Wasserkraften zum Betrieb elektrischer Beleuchtung in manchen Fällen als recht vortheilhaft erweisen, wobei man noch nebenbei die Kraft am Tage zu Arbeitszwecken benutzen kann.

Als ein Beispiel für eine grössere elektrische Kraftübertragung ist zu erwähnen, dass der Fabrikant Meunieur in Paris eine 70pferdige Wasserkraft etwa 5 Km. weit für industrielle Zwecke transmittirt.

Wenn es sich um Anlagen zur Ausnutzung von Wasserkraften handelt, so wird öfter die Frage gestellt werden, ob ein Wasserrad oder eine Turbine vortheilhafter ist. Es dürfte daher an dieser Stelle eine kurze Charakterisirung auch dieser Motoren wohl am Platze sein.

Die Turbine ist eigentlich auch als ein Wasserrad zu betrachten, nur in der Wirkungsweise des Wassers und in der dadurch bedingten Anordnung des Wasserrades liegt der Unterschied.

Im Allgemeinen wirkt das Wasser bei der Bewegung von Maschinen durch sein Gewicht oder durch seine lebendige Kraft, die man auch als Trägheit oder Beharrungsvermögen bezeichnet.

Bei der Wirkung durch sein Gewicht sinkt das Wasser in der Maschine allmählich von einer gewissen Höhe, dem sogenannten Gefälle, herab, wogegen es bei der Wirkung durch seine lebendige Kraft mit allmählich abnehmender Geschwindigkeit an Flächen oder in Canälen hinläuft. Beide Wirkungen kommen sowohl in den für gewöhnlich als Wasserräder bezeichneten Motoren, als auch in den Turbinen zur Wirkung, jedoch kommt in den Turbinen das Gewicht des Wassers nicht

unmittelbar zur Wirkung, obschon dasselbe sich hier durch Stoss, Druck oder Reaction bethätigt, wobei allerdings auch das Gewicht in Frage kommt.

Die eigentlichen Wasserräder haben stets horizontale Axen und drehen sich daher in verticaler Richtung, weshalb man dieselben als verticale Wasserräder bezeichnet; die Turbinen haben dagegen in der Regel verticale Axen, so dass ihre Drehung in horizontaler Richtung erfolgt, weshalb man sie horizontale Wasserräder nennt. Es giebt aber auch Turbinen, die nach der Art der verticalen Wasserräder construirt sind. Zuweilen werden auch nur die durch Reaction betriebenen Wasserräder als Turbinen unterschieden.

Gegen die Turbinen wurde lange Zeit hindurch eingewendet, dass sie bei veränderlicher Aufschlagmenge des Wassers einen schlechten Effect geben und den Wasserrädern nachstehen. Dies gilt allerdings von den älteren Turbinensystemen, den sogenannten Reactionsturbinen, mögen dieselben als Jonval-, Fourneyron- oder Francis-Turbinen bezeichnet werden, weil diese Constructionen in der That nur bei voller Beaufschlagung den grossen Nutzeffect ergeben.

Es lässt sich nicht leugnen, dass Wasserräder, ober- schlächtige, rückschlächtige und Poncelet-Räder, bei guter Construction im Wirkungsgrade den Turbinen ebenbürtig sind. Wenn man aber erwägt, dass das Wasserrad nie den dauernd regelmässigen Gang hat wie eine Turbine, dass ferner die Anlagekosten eines Wasserrades bei guter Ausführung sich nicht billiger, sondern sogar öfter viel höher stellen als für eine Turbine, dass mit dem Wasserrade wegen der geringen Tourenzahl fast immer

eine schwerfällige, durch vielfache Uebersetzung complicirte Transmission in Verbindung gesetzt werden muss, dass die Reparaturen des Wasserrades viel bedeutendere sind, und dass das Wasserrad viel mehr Raum einnimmt als die Turbine, so dürfte der letzteren wohl fast in allen Fällen unbedenklich der Vorzug einzuräumen sein. Noch öfter begegnet man dem Vorurtheil, dass die Turbinen für kleine Gefälle untauglich seien; jedoch ist dies durchaus nicht der Fall, indem sie für Gefälle bis herunter auf 1.25 Mtr. noch mit Vorthail sich anwenden lassen.

Hat man viel mit Eis zu thun, so wird allerdings ein Wasserrad bessere Dienste leisten, so lange das Eis vorhanden ist. In den meisten Fällen geht aber das Grundeis nur einige Tage, und die Erfahrung hat gezeigt, dass deshalb eine Turbine nur höchst selten ausser Betrieb zu setzen ist; der hierdurch herbeigeführte Verlust wird mehr als reichlich durch die sonstigen Vorthteile aufgewogen.

Theorie der Turbinen. Wie bemerkt wurde, spielen die Turbinen in der Ausnutzung der Wasserkräfte eine bedeutende Rolle, weshalb hier eine eingehende Betrachtung ihrer Wirkungsweise geboten ist. Die Theorie der Turbinen hat bisher den sich damit befassenden Gelehrten immer viel Schwierigkeiten bereitet, und die bezüglichen Auseinandersetzungen waren meist sehr weitläufiger Art. Erst neuerdings ist vom Professor Herrn von Reiche eine sehr klare, übersichtliche theoretische Betrachtung dieser Motoren aufgestellt worden*); dieselbe überflügelt alle älteren Turbinentheorien, indem sie auf

*) Die Gesetze des Turbinenbaues von H. von Reiche. Leipzig.

ein sehr einfaches Grundgesetz basirt ist, weshalb wir hier die Grundzüge derselben wiedergeben.

Nach der Reiche'schen Theorie ist die Turbine ein Motor, worin das Wasser nur durch seine Trägheit, nicht aber durch sein Gewicht zur Wirkung kommt, während dasselbe Medium im Wasserrade sowohl durch die Eigenschaften der Schwere als auch des Beharrungsvermögens wirksam ist. Herr von Reiche schlägt daher vor, die Wasserräder als Wassergewichtsräder und die Turbinen als Wassermasserräder zu bezeichnen, indem er dabei die wesentliche Eigenthümlichkeit der beiden Motoren mit deren Benennung verknüpft. Er weist ferner darauf hin, dass der Wirkungsgrad der Turbinen unter sonst gleichen Verhältnissen um so grösser ausfällt, je grösser der Quotient Masse : Druck des Wassers ist. Hieraus folgt, dass die Turbinen einen um so grösseren Nutzeffect ergeben, je geringer ihr Gefälle ist. Es ist demnach der Grundsatz giltig: die Turbinen wirken nur durch die Trägheit des Wassers, oder mit anderen Worten: die Turbinen werden durch die lebendige Kraft des Wassers getrieben.

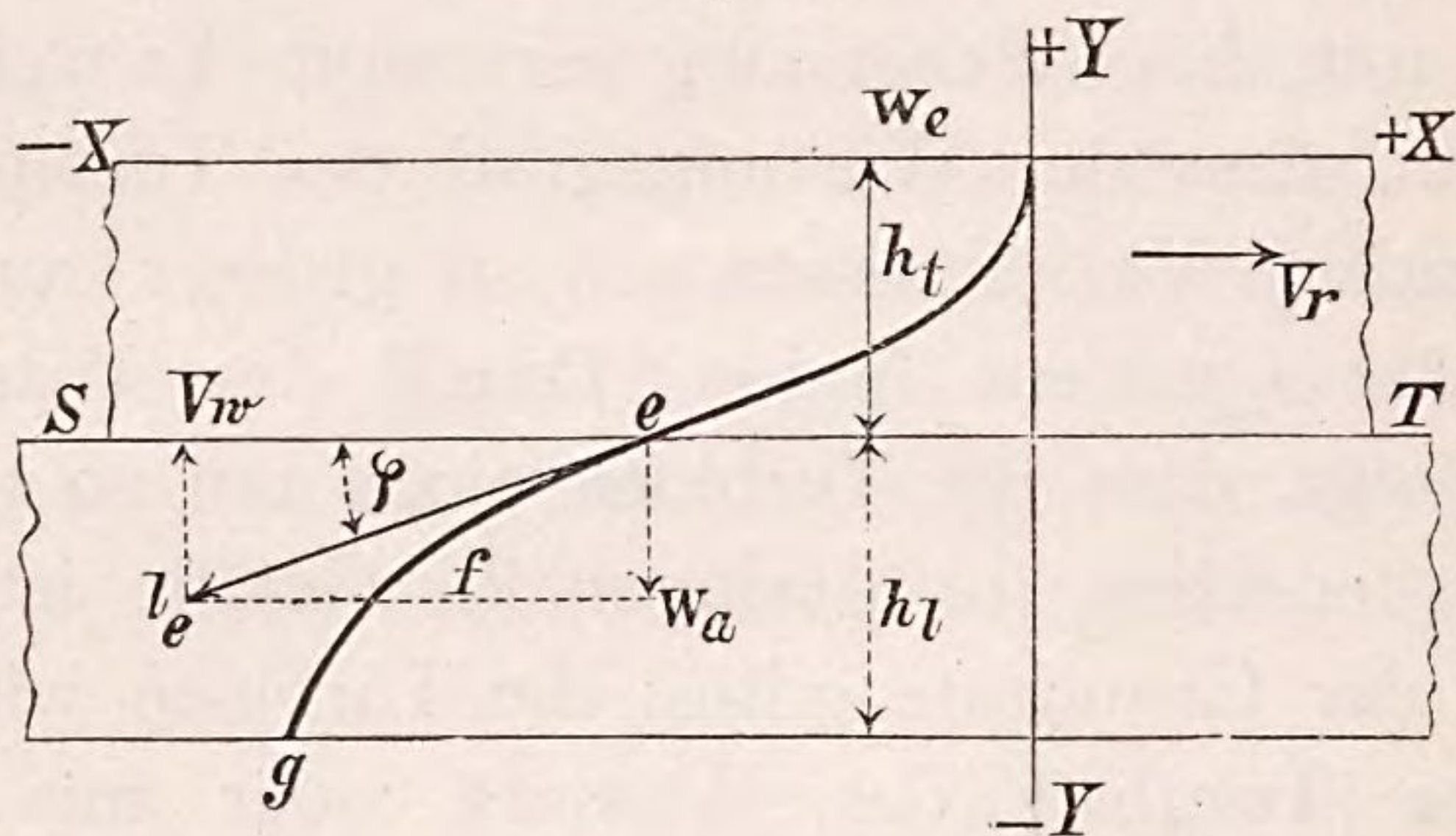
Die Turbinen werden demnach in Druck- oder Actionsturbinen und in Ueberdruck- oder Reactionsturbinen eingetheilt. Bei der ersteren Classe werden die Radcanäle niemals vom Wasser ganz ausgefüllt und der Ausguss des ausgenutzten Wassers darf nur in freier Luft, niemals aber unter Wasser erfolgen. Bei der zweiten Classe wird die Leistung nur durch einen Theil der lebendigen Kraft des Wassers und der andere Theil aus dem Ueberdruck, d. i. aus der Differenz der Wasserpressungen am Ein- und Auslauf der Tur-

binencanäle hervorgerufen, und die Radcanäle müssen ganz vom Wasser ausgefüllt werden, so dass deren Ausguss sowohl über als unter dem Wasser stattfinden kann.

Diesen beiden Hauptclassen ordnen sich die sämtlichen verschiedenen Turbinen-Constructions unter.

Man hat aber in der Hauptsache zweierlei Turbinen-Constructions zu unterscheiden, je nachdem das Wasser in der Richtung der Axe oder in radialer Richtung

Fig. 8.



durch das Rad läuft. Damit nun die Theorie für alle Turbinen-Constructions Giltigkeit habe, muss der Untersuchung zuerst ein Rad zu Grunde gelegt werden, welches sowohl als Axialturbine als auch als Radialturbine mit beliebiger Beaufschlagung gedacht werden kann. Es ist dies ein Rad von unendlich grossem Durchmesser, so dass ein Stück seines Kranzes geradlinig, d. i. als Stange erscheint. Ein solches Turbinen-Stangenstück ist in Fig. 8 durch $-X + X$, ST dargestellt.

Die Stange bewege sich mit der Geschwindigkeit V_r in der Richtung des Pfeiles parallel zur X -Axe nach

rechts, während das Wasser mit der Geschwindigkeit W_e parallel zur Y -Axe von oben nach unten sich gegen die Stange bewege und auf der ganzen Fläche in die Stange eintrete, um später mit einer absoluten Geschwindigkeit l_e von irgend welcher Grösse und Richtung die Stange wieder zu verlassen. Diese Geschwindigkeit wird in zwei rechtwinkelig zu einander und parallel der Y - und X -Axe gerichtete Componenten zerlegt, welche mit W_a und V_w bezeichnet werden. Nun ist klar, dass Druck- und Gegen-druck überall stets gleich gross und entgegengesetzt gerichtet sind. Die Stange wird aber durch das Wasser mit der Kraft P nach rechts getrieben, folglich wird das Wasser mit derselben Kraft nach links gedrückt; beide Drücke sind parallel zur X -Axe gerichtet.

Nennt man nun Q die pro Secunde durch die Stange fliessende Wassermenge in Litern oder Kilogrammen so wirkt auf dieses Wasserquantum Q die Kraft P eine Secunde lang und infolge dessen wird am Ende der Secunde, wenn das Wasser die Stange verlässt, dasselbe nach links parallel zur X -Axe eine gewisse Geschwindigkeit angenommen haben, welche oben mit V_w bezeichnet wurde.

Wäre die auf das Wasser nach links einwirkende Kraft nicht gleich P , sondern gleich Q , d. i. gleich dem Eigengewicht des Wassers, so würde dasselbe am Ende der Secunde, also beim Austritt aus dem Rade, die nach links parallel zur X -Axe gerichtete Geschwindigkeit g haben, d. i. die Beschleunigung der Schwere besitzen, und da nun die Beschleunigungen sich genau so verhalten wie die Kräfte, welche erstere hervorbringen, so folgt:

$$\frac{V_w}{g} = \frac{P}{Q} \text{ oder } P = \frac{Q V_w}{g} \quad (1)$$

Die Arbeitsgleichung jeder Turbine lautet aber:

$$P V_r = \eta Q H \quad (2)$$

worin η den sogenannten hydraulischen Wirkungsgrad und H die Gefällshöhe in Metern bezeichnet.

Durch die Verbindung der Gleichungen (1) und (2) erhält man:

$$V_r V_w = \eta g H \quad (3)$$

Eine Turbine kann nun definirt werden als ein Rohr, in welches das Turbinenrad irgendwo eingebaut und welches stets so gestaltet ist, dass der nächste Verbindungsweg zwischen correspondirenden Punkten zweier benachbarter Querschnitte parallel zur X -Axe gerichtet ist.

Damit nun das Wasser mit möglichst geringer Geschwindigkeit das Rohr durchfliesse und also der Reibungsverlust möglichst gering ausfalle, ist es nothwendig, dass das Wasser überall im Rohre sich möglichst wenig parallel zur Y -Axe bewege.

Eine solche Bewegung ist aber nicht in allen Punkten möglich, weil, wenn das Wasser vom Turbinenrade nicht parallel zur X -Axe nach links abgelenkt wird, in dieser Richtung auch keine Kraft auf das Wasser einwirken kann. Unter solchen Umständen kann aber das Wasser auch nicht nach rechts auf das Rad reagiren und folglich dieses auch nicht umtreiben. Das Wasser muss also im Turbinenrade abgelenkt werden und zwar so stark, dass ihm vom Turbinenrade nach links parallel zur X -Axe genau die relative Endgeschwindigkeit V_w mitgetheilt wird.

Es ist hier das Wort »relativ« zu betonen, weil nach den Gesetzen der Mechanik es vollständig gleichgültig ist, ob das Wasser parallel zur X -Axe mit der Geschwindigkeit Null in das Rad eintritt und dasselbe mit der Geschwindigkeit V_w verlässt, oder ob umgekehrt

Fig. 9.

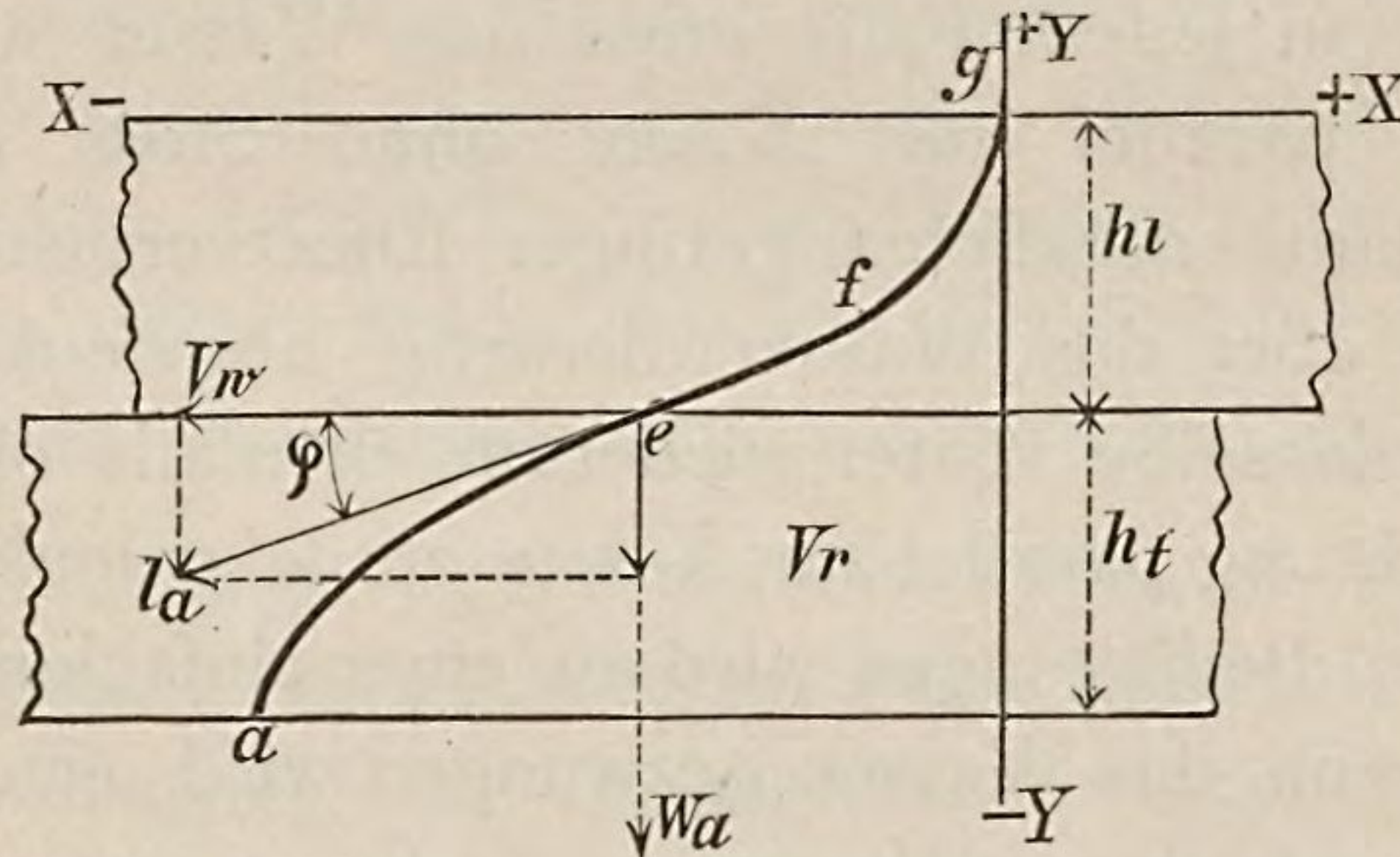
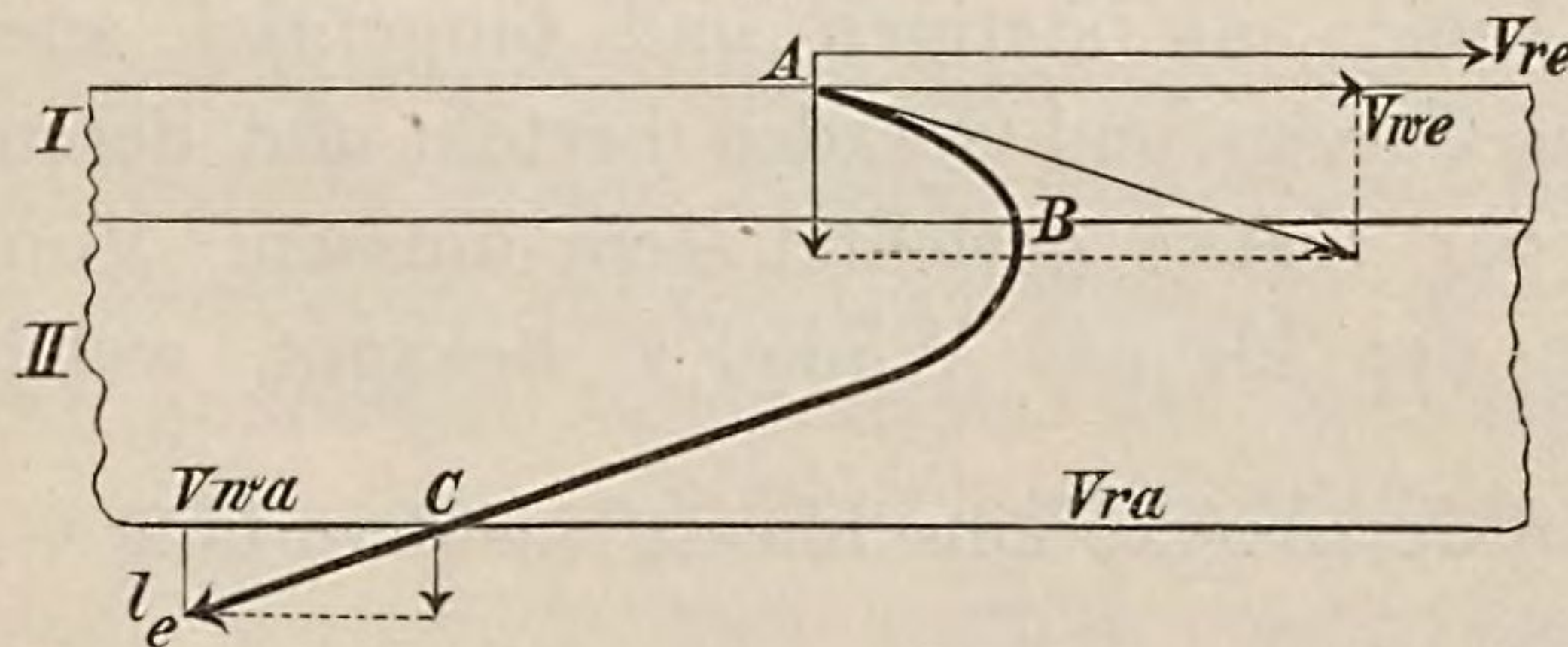


Fig. 10.



das Wasser mit der Geschwindigkeit V_w in das Rad eintritt und dasselbe mit der Geschwindigkeit Null verlässt, wie dies durch Fig. 9 dargestellt wird. Hieraus folgt, dass, wenn das Wasser gezwungen wird, einen absoluten Weg ABC (Fig. 10) zu beschreiben, indem dasselbe durch zwei übereinander liegende Turbinenkränze I und II geleitet wird, von denen der eine an

der Eintrittskante die Geschwindigkeit V_{re} und der andere an der Austrittskante die Geschwindigkeit V_{ra} besitzt, diese beiden Kränze als eine einzige Turbine anzusehen sind, für welche die Gleichung gilt:

$$V_{re} V_{we} + V_{ra} V_{wa} = \eta g H \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Wie aber auch der absolute Wasserweg beschaffen sein mag, in jedem Falle muss das Wasser aus seiner Richtung parallel zur X -Axe ohne Stoss abgelenkt werden, damit möglichst geringer Effectverlust entsteht. Nachdem aber das Wasser derartig abgelenkt worden ist, muss dasselbe später wiederum ebenfalls ohne Stoss in die Richtung parallel zur X -Axe zurückgelenkt werden.

Beiden Bedingungen wird an einer einfachen Turbine genügt, wenn das Wasser gezwungen wird, eine absolute Bahn oder absoluten Wasserweg in Form einer Linie aeg (Fig. 8) oder einer Linie gea (Fig. 9) zu beschreiben, welche Linie aus stetigen und tangential aneinander gereihten Curven und Geraden besteht und deren Enden parallel der Y -Axe gerichtet sein müssen. Von dieser Linie ist der kleinste Winkel φ bekannt, welchen die

Curve mit der X -Axe einschliesst, insofern $\tan \varphi = \frac{w}{V_w}$

ist, und insofern man w wählt und aus Gleichung (3) V_w berechnen kann, nachdem man zuvor V_r gewählt und η nach der Erfahrung angenommen hat.

Im Uebrigen ist es, wie bereits nachgewiesen wurde, ganz gleichgiltig, ob der Punkt e , in welchem der absolute Wasserweg den kleinsten Winkel mit der X -Axe einschliesst, auf der Ein- oder Austrittsfläche des Laufrades liegt.

Tritt das Wasser parallel zur Y -Axe in das Laufrad ein, so liegt der Punkt e auf der Austrittsfläche, und dann ist hinter dem Laufrade noch ein Leitrad anzubringen, dessen Schaufeln nach dem Stück efg des absoluten Wasserweges gekrümmt sein müssen, wie Fig. 8 erkennen lässt.

Tritt dagegen das Wasser aus dem Laufrade parallel der Y -Axe aus, so liegt der Punkt e auf der Eintrittsfläche, und es ist jetzt vor dem Laufrade ein Leitrad anzuordnen, dessen Schaufeln nach dem Stück efg (Fig. 9) des absoluten Wasserweges gekrümmt sein müssen.

Die Gleichung (3) repräsentirt nach H. v. Reiche das Grundgesetz des gesamten Turbinenbaues, und mit ihrer Entwicklung ist die eigentliche Turbinentheorie vollendet. Alles Darauf folgende betrifft nur noch die Anwendung dieser Gleichung.

Das Grundgesetz (3) lässt sich jedoch auch noch auf einem anderen Wege ableiten, wobei zu beachten, dass mit Rücksicht auf die Gleichung (1) die parallel zur X -Axe gerichtete Componente des Reibungswiderstandes, welche allein auf die Geschwindigkeit V_w einwirken kann, in gleicher Stärke auch in entgegengesetzter Richtung sowohl auf das Rad wie auf das Wasser einwirkt. Da nun aber P die wirklich nutzbar auf das Rad übertragene Kraft bezeichnet, so folgt, dass diese Kraft, in welcher Weise dieselbe auch aus Flächenpressungen und Reibungswiderständen zusammengesetzt sein mag, in genau gleicher Grösse, aber in entgegengesetzter Richtung auf die Wassermasse Q einwirkt und dieser die Geschwindigkeit V_w ertheilt.

Grosses Verdienst um die Klarstellung der Turbinentheorie hat sich Prof. C. Fink erworben, weshalb wir auch die Grundzüge von dessen Theorie hier anfügen.*)

Die Schaufeln eines Turbinenrades zertheilen zwar stets das zufließende Wasser in einzelne Strahlen, jedoch liegt ein Unterschied in der Art und Weise, wie diese Strahlen die Kraft des Wassers auf das Rad übertragen. Es kann dies in der Weise geschehen, dass (abgesehen von Reibungswiderständen) jedes Wasserelement einen Weg derselben Form zurücklegt. Der Raum zwischen den beiden Radkränzen muss alsdann vom Wasser vollständig ausgefüllt werden, da das auf dem ganzen Umfange unter gleichen Winkeln einströmende Wasser nur unter dieser Bedingung auch unter gleichen Winkeln ausströmen kann. Die in solcher Weise wirksamen Turbinen können sowohl Reactions- wie Actionsturbinen sein; dieselben werden insgesamt als Vollturbinen bezeichnet, gleichviel ob das Wasser voll durch alle Radcanäle oder nur durch eine gewisse Anzahl von Radcanälen, wie dies bei den Partialturbinen der Fall ist, hindurchfliesst. Charakteristisch ist für dieses Turbinensystem noch, dass die relative Geschwindigkeit des Wassers längs der Schaufeln veränderlich ist.

Die Kraftübertragung der Wasserstrahlen auf die Turbinenschaufeln kann aber auch derartig stattfinden, dass man den in jede Radzelle fließenden Wasserstrahl als Ganzes zusammenfassen muss, weil nicht alle

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Bd. 25.

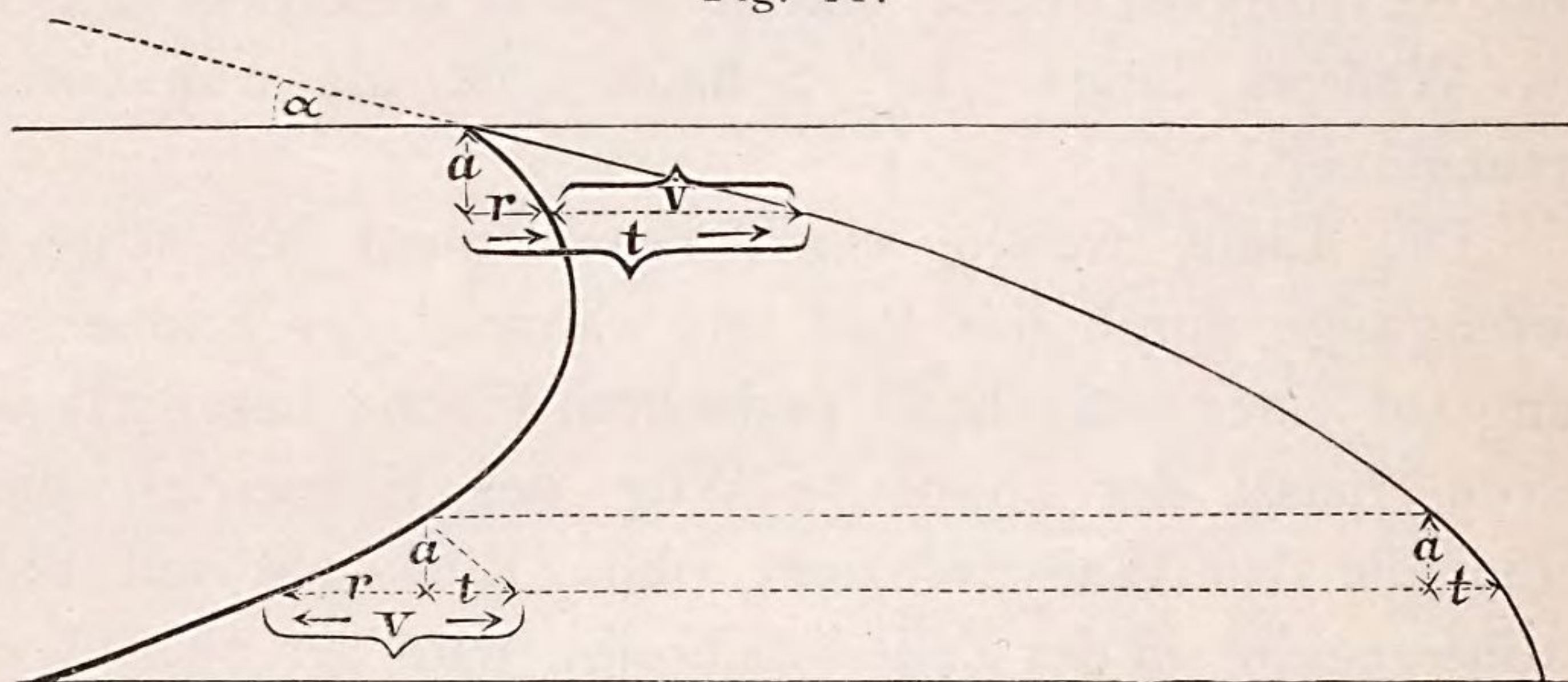
Wasserelemente Wege gleicher Form zurücklegen. Die Wasserstrahlen füllen alsdann nicht den ganzen Zwischenraum der Radkränze aus; sie trennen sich beim Eintritt durch die Schaufeln und entfernen sich von einander, vereinigen sich aber wieder beim Austritt, oder sie bleiben getrennt. Ersteres findet in den Turbinen mit Rückenschaufeln, letzteres bei den ventilirten Turbinen und Girard-Turbinen statt. Turbinen von dieser Wirkungsweise werden als Strahlturbinen bezeichnet. In ihrer vollkommensten Ausführungsform sind dieselben stets Actionsturbinen, und die relative Geschwindigkeit des Wassers längs der Schaufeln ist als constant anzunehmen.

Die Linie, welche ein Wasserelement bei seinem Durchgange durch das Rad und während der Radbewegung auf einer feststehend gedachten Fläche beschreiben würde, heisst der absolute Weg des Elementes; die Linie, die das Wasserelement ohne Rücksicht auf die Radbewegung in der Zelle beschreibt, wird der relative Weg genannt; der relative Weg ist also durch die Schaufelform bestimmt. Die verschiedenen Geschwindigkeiten auf diesen Wegen lassen sich zerlegen in eine, in die Richtung der Radbewegung fallende Componente und in eine dazu rechtwinkelig liegende Componente. Erstere wird die absolute, resp. die relative Tangential-Geschwindigkeit, letztere bei Axialturbinen die Axial-Geschwindigkeit, bei Radialturbinen die Radial-Geschwindigkeit genannt. Die Componenten der absoluten und relativen Geschwindigkeiten stehen in der Beziehung zu einander, dass die absolute Axial- oder Radial-Geschwindigkeit stets gleich der relativen ist,

während die Differenz der absoluten und relativen Tangential-Geschwindigkeit mit Rücksicht auf die Bewegungsrichtung stets gleich der Rad-Geschwindigkeit v ist. Diese Beziehungen sind deutlich aus Fig. 11 ersichtlich, wo a die Axial-Geschwindigkeit, t die absolute und r die relative Tangential-Geschwindigkeit darstellt und $t - r = v$ die Rad-Geschwindigkeit ist.

Bei Annahme paralleler Kränze und dünner Blech-schaufeln ist die axiale Geschwindigkeit constant, weil

Fig. 11.



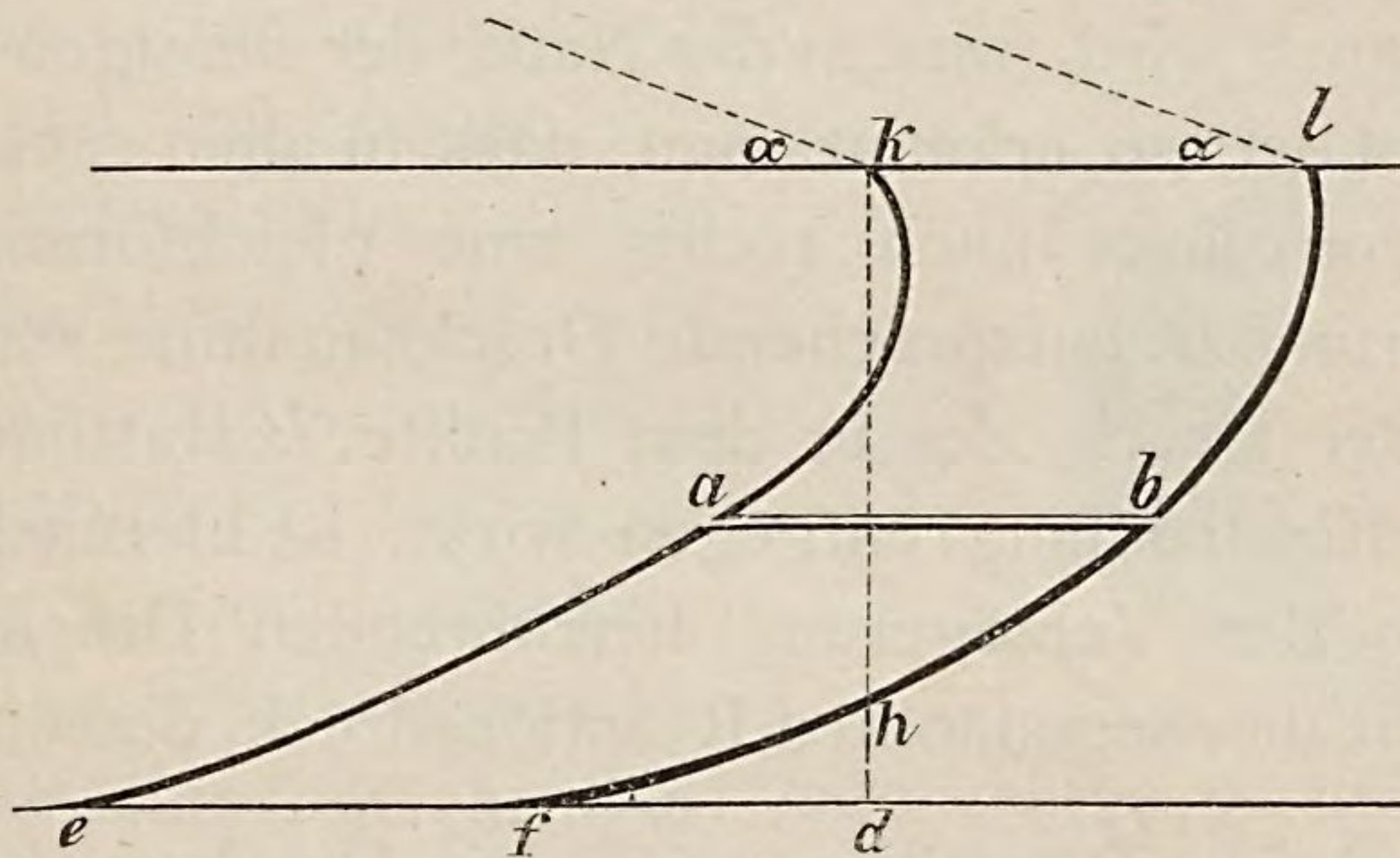
alle rechtwinkelig zur Axe liegenden Durchgangs-Querschnitte gleich sind. Die Radial-Geschwindigkeit steht dagegen im umgekehrten Verhältniss zum Radius, weil die cylindrischen Durchgangs-Querschnitte proportional dem Radius wachsen und durch alle in gleicher Zeit gleiche Wassermengen gehen. Für das Folgende ist eine Axial-Vollturbine mit parallelen Radkränzen vorausgesetzt.

Da für diesen Fall die axiale Componente der Eintritts-Geschwindigkeit gleich der absoluten Austritts-Geschwindigkeit sein soll, so ist bei der Schaufelconstruction zu berücksichtigen, dass für eine bestimmte

Rad-Geschwindigkeit die tangentielle Componente der Eintritts-Geschwindigkeit ohne Stoss bis auf Null verzögert wird.

Es stelle Fig. 12 eine Radzelle dar; in derselben sei ab ein in der Bewegungsrichtung des Rades liegendes Prisma von sehr kleinem Querschnitte, das auf seinem Wege durch die Radzelle seine in der Richtung ab liegende Geschwindigkeit verlieren soll. Das Prisma ab

Fig. 12.



erleide durch den Druck auf die Schaufeln die Verzögerung G , dann ist der ausgeübte Druck gleich dem Gewicht von ab , multiplicirt mit $\frac{G}{g}$, worin g die Beschleunigung der Schwere ist. Da jedes der in ab liegenden Wasserelemente um Gleiches, nämlich um G , verzögert wird und auf die folgenden Elemente drückt, so muss innerhalb des Prismas eine gleichförmige Druckzunahme von a bis b stattfinden. Wenn alle Wassertheilchen Wege von gleicher Form zurücklegen sollen, dann darf eine Formveränderung des Prismas ab auf seinem Wege

durch das Rad nicht stattfinden. Dies ist nur möglich, wenn auch alle mit ab parallelen Prismen eine gleiche Verzögerung erleiden. Da das Prisma ab aber alle zu ab parallelen Lagen durchläuft, so muss seine Verzögerung constant sein, und es resultirt aus der Annahme einer gleichen absoluten Bewegung aller Wasserelemente die Parabel als die einzig richtige Schaufelform.

Berücksichtigt man nun, dass jeder in der Bewegungsrichtung durch die Verzögerung erzeugte Druck auch in gleicher Intensität rechtwinkelig zu dieser Richtung fortgepflanzt wird, was in der Natur der flüssigen Körper begründet ist, so erkennt man, dass in allen senkrechten Linien von links nach rechts eine gleichförmige, der Verzögerung G entsprechende Druckzunahme stattfinden muss. Der Druck, der in dem Punkte k stattfindet und der der Einströmung entgegen wirkt, ist hiernach gleich dem von der Verzögerung herrührenden Drucke in k ; er bedingt den sogenannten Reactionsdruck, dessen Druckhöhe durch $ed \cdot \frac{G}{g}$ bestimmt wird. Die Druckzunahme von einer Schaufel zur anderen, also von k bis l und von e bis f , wird nach innen von dem Gegendrucke der in der Zelle befindlichen Wassertheilchen, nach aussen vom Luftdruck aufgehoben, der mit gleicher Kraft bestrebt ist, bei $e f$ den Ausfluss zu beschleunigen, bei $k l$ den Einfluss zu verzögern, er kann also auf den Reactionsdruck keinen Einfluss äussern.

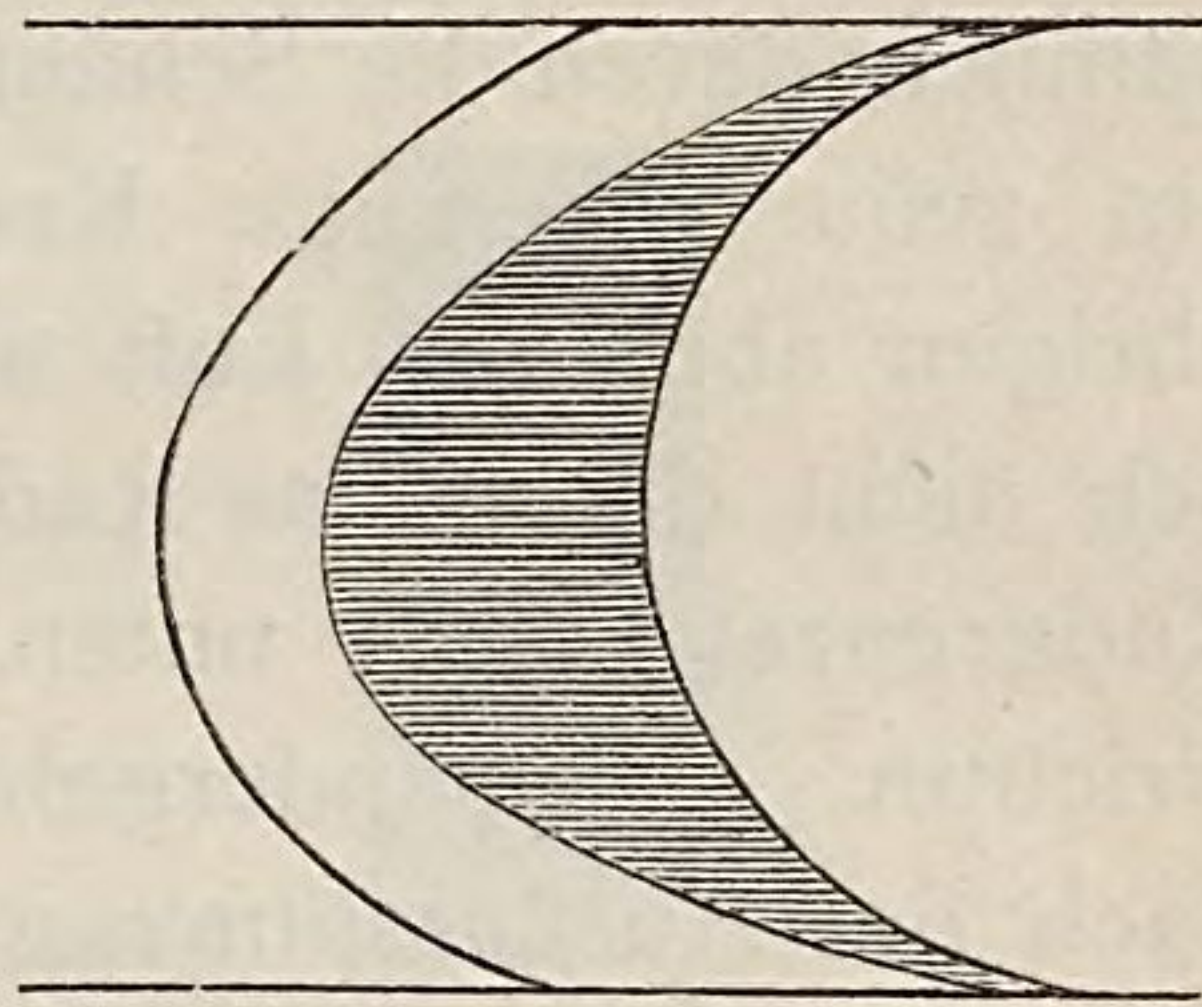
Die Reactionsturbine wird zu einer Actionsturbine, d. h. zu einer Turbine, bei welcher das Wasser mit der zur Gefällshöhe gehörigen Geschwindigkeit aus dem Leitapparate strömt, wenn $\overline{cd} = 0$ ist, d. h. wenn Anfang

und Ende der Schaufeln in einer zur Axe parallelen Linie liegen:

Bei den Strahltriebwerken soll, wie oben bemerkt wurde, das Wasser sich längs der Schaufeln mit constanter relativer Geschwindigkeit bewegen; es müssen deshalb die Zellenquerschnitte normal zur Schaufelfläche gleich gross sein, und dasselbe ist dann natürlich auch Bedingung für die Entfernung der Schaufeln. Um diese Bedingung zu erfüllen, sind sogenannte Rückenschaufeln anzubringen, wie eine solche

durch den schraffirten Theil in Fig. 13 angedeutet ist. Der Nutzeffect ist bei dieser Turbinenart nur von dem Ein- und Austrittswinkel des Wassers abhängig, aber nicht von den Krümmungsradien, welche die Schaufelcurve in ihrem Verlaufe hat; hieraus

Fig. 13.



folgt, dass, da bei gleichförmiger Krümmung die Reibungswiderstände ein Minimum werden, für diesen Fall der Kreis die zweckmässigste Schaufelform ergibt. Turbinen mit Rückenschaufeln, bei denen die relative Geschwindigkeit des Wasser längs den Schaufeln constant bleiben soll, können zweckmässig nur als Druckturbinen construirt werden.

Bei der Aufstellung der Theorie dieser Turbinen ist dem Umstande Rechnung zu tragen, dass die Centrifugalkraft der an der Innenfläche des Strahles sich bewegenden Wassertheilchen einen im umgekehrten Verhältniss zum Radius stehenden stärkeren Druck erzeugt,

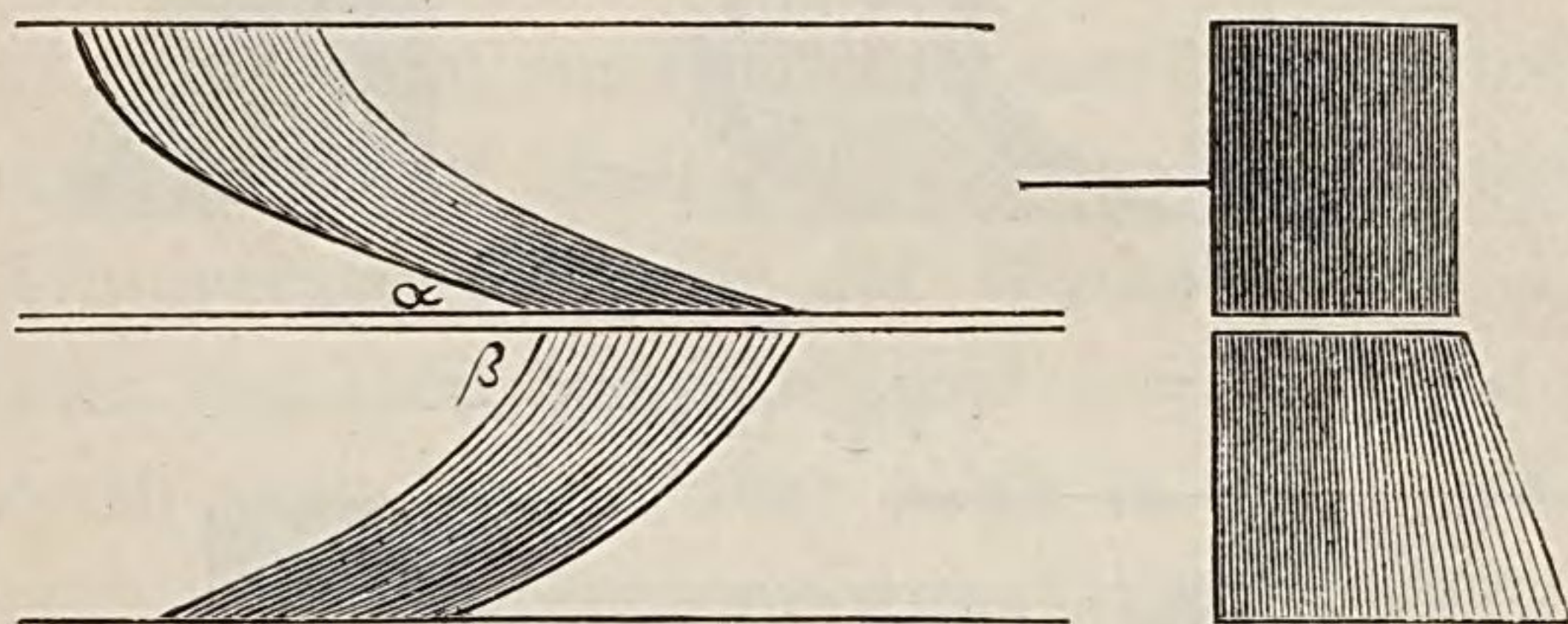
als die Centrifugalkraft der an der Aussenfläche sich bewegenden Theilchen. Es ist deshalb der auf die Schaufeln übertragene Druck aus der Centrifugalkraft der relativen Bewegungen herzuleiten, während bei der Voluturbine die Herleitung dieses Druckes aus der Tangente der absoluten Geschwindigkeit erfolgte. Soweit die Theorie des Herrn Professor Fink.

Als eine besondere Art der Strahlturbine ist die Girard-Turbine zu betrachten; bei derselben sind keine Rückenschaufeln vorhanden und wird der Wasserstrahl nur an der einen Seite durch eine feste Wand begrenzt, nämlich durch die Schaufel, an welcher er entlang gleitet, um seine lebendige Kraft an das Rad abzugeben, im übrigen aber von Luft umhüllt ist, indem er auch seitlich nicht durch das Rad eingengt wird, weil die beiden Radgrenzen nach unten, ähnlich wie ein umgekehrter Trichter, auseinandergehen, so dass der Wasserstrahl nach der Ausflussöffnung hin immer mehr Raum gewinnt und die Reibung vermindert wird. Die Folge dieser Einrichtung ist im Vergleich zu den Turbinen mit gänzlich gefüllten Zellen, dass die Centrifugal- oder Fliehkraft auf das sich in einer Tangentialebene zum Rade bewegendes Wasser einwirken kann, weil dasselbe eben in keiner Weise vom Rade mitgenommen werden kann. In Anbetracht dieser Wirkungsweise ist hier nicht mit dem Zellenquerschnitt, sondern mit dem Strahlquerschnitt zu rechnen, was namentlich bezüglich des Austrittsverlustes von Bedeutung ist. Dieser Verlust stellt sich nicht höher als bei anderen Turbinen, und weil die Widerstände im Rade geringer sind, so ist der Gesamtwirkungsgrad ein günstigerer als derjenige der gewöhnlichen Actions-

turbinen, deren wesentliche Vorthelle im übrigen die Girard-Turbine theilt. Infolge der Eigenthümlichkeit, dass die Radzellen nicht vollständig vom Wasser ausgefüllt sind, verliert die Girard-Turbine an Nutzeffect, wenn sie unter Wasser läuft, sie verträgt daher keine Schwankungen des Unterwassers, wenn eine vollständige Ausnutzung des Gefälles erreicht werden soll.

An diese rein theoretischen Betrachtungen schliessen sich die folgenden auf die Construction der Turbinen bezüglichen Regeln an:

Fig. 14.



Construction der Turbinen. Die für die Reactionsturbinen gebräuchliche Anordnung der Leitrad- und Laufradschaufeln ist in Fig. 14 in der Seitenansicht und im Querschnitt dargestellt. Bei dieser sogenannten Fontain'schen Turbine entsteht an der Uebertrittsstelle des Wassers aus dem oberhalb befindlichen Leitrad in das unterhalb befindliche Laufrad ein den äusseren Atmosphärendruck übertreffender Druck, und es ist deshalb hauptsächlich darauf zu achten, dass die beiden Radkränze einen möglichst geringen Abstand zwischen sich freilassen, damit möglichst wenig Wasser verloren geht.

Die in Fig. 15 dargestellte Anordnung nach Henschel-Jonval's System wird bei den Actionsturbinen angewendet.

Bei dieser Construction strömt das Wasser mit einem constanten, dem äusseren Atmosphärendrucke gleichen Drucke aus dem oberhalb befindlichen Leitrade in das unterhalb befindliche Laufrad ein und durch dasselbe hindurch, wobei die Rückenschaufeln cc den gleichen Querschnitt der Radcanäle herstellen.

Fig. 15.

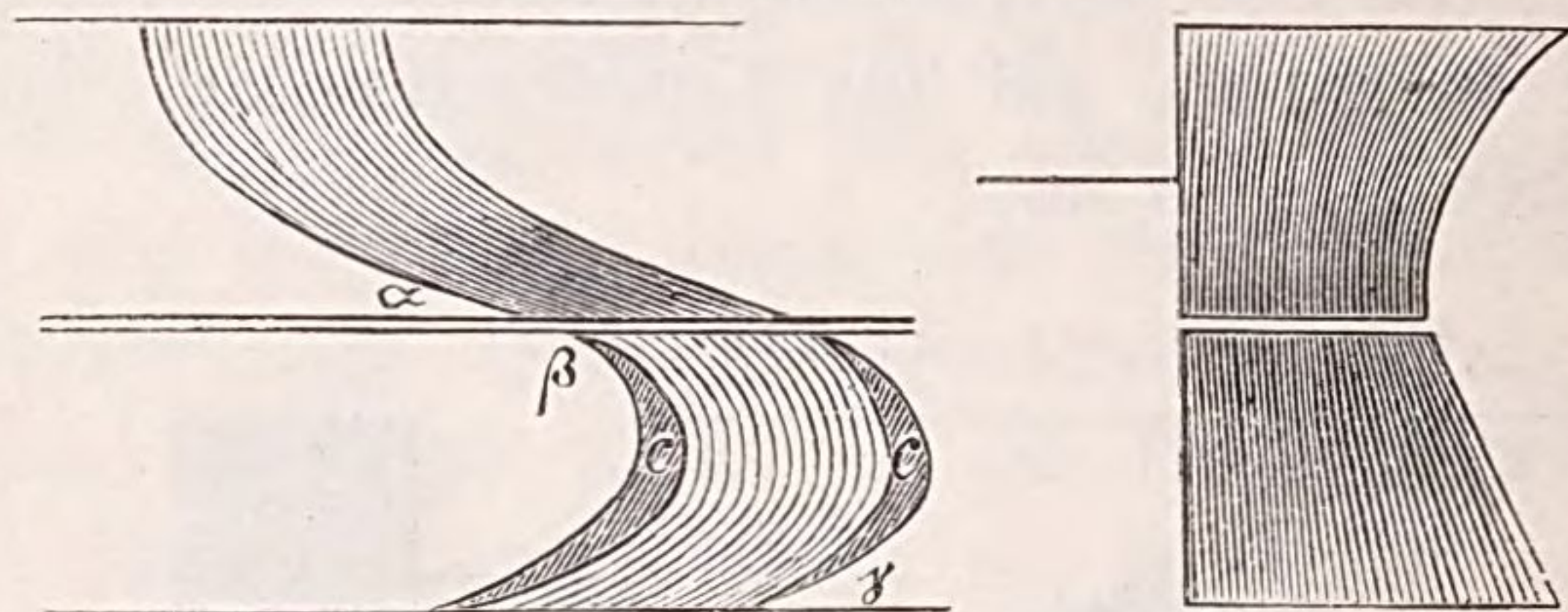
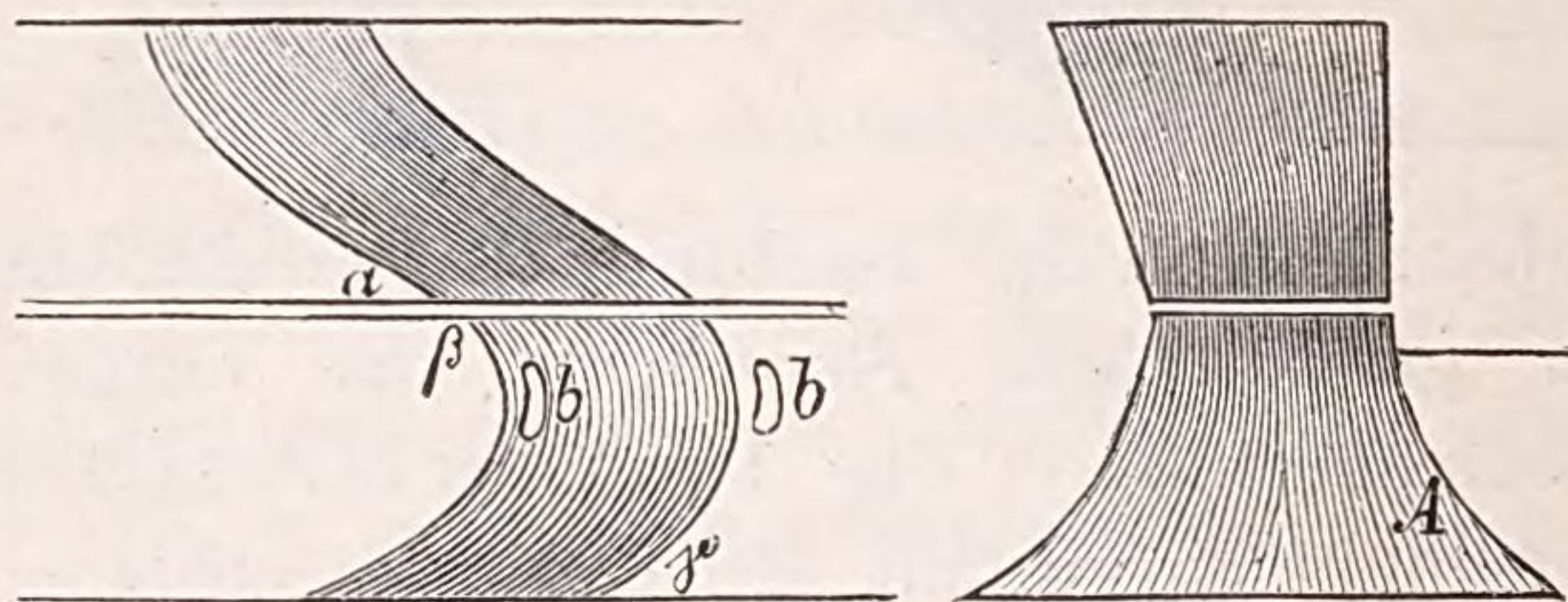


Fig. 16.



Die in Fig. 16 dargestellte Schaufelungsmethode bedingt ebenfalls, dass das Wasser mit dem Drucke der äusseren Atmosphäre in das Laufrad übertritt, aber es werden bei dieser Construction die einzelnen Laufradcanäle nur unvollständig vom Wasser erfüllt.

Die an den Schaufelungen vorkommenden massgebenden Winkel, welche in Fig. 14, 15 und 16 mit α , β und γ bezeichnet sind, müssen gewissen Bedingungen

entsprechen und stehen in einem genauen Zusammenhange mit einander.

Für die Reactionsturbine gilt in dieser Beziehung die Gleichung:

$$\alpha < 180^\circ - 2\alpha.$$

Für gewöhnlich nimmt man gern $\alpha + \beta = 90^\circ$, woraus folgt:

$$\text{tang. } \gamma = \frac{1}{2} \sin. 2\alpha.$$

Nach der Theorie ist z. B. $\alpha = 24^\circ$, folglich ist $\beta = 66^\circ$ und $\gamma = \text{rund } 20^\circ$.

Man ist indessen nicht ganz streng an diese Regel gebunden. Bei kleinen Wassermengen und sehr hohen Gefällen nimmt man zur Erzielung eines möglichst grossen Turbinenradius und einer dadurch herbeigeführten geringeren Umdrehungszahl für die Winkel α und β kleinere Werthe an und setzt beispielsweise $\alpha = 15^\circ$ und $\beta = 60^\circ$. Der Werth von γ muss aber auch in diesem Falle entsprechend zu den angenommenen Werthen von α und β bestimmt werden, wozu man die Gleichung benutzt:

$$\text{tang. } \gamma = \frac{1}{\cotang. \alpha + \cotang. \beta}.$$

Bei Actionsturbinen ist die Bedingungsgleichung eine andere als für Reactionsturbinen, nämlich:

$$\beta = 180^\circ - 2\alpha.$$

Würde man β kleiner wählen, so würde man wiederum auf die Reactionsturbinen zurückkommen. Wählt man aber β grösser, so wird das Wasser in unnützer Weise aus seiner Bahn abgelenkt und der Nutzeffect herabgezogen.

Bei den Actionsturbinen kommt es auf den Werth des Winkels γ nicht so genau an, wie bei den Reactions-

turbinen. Man nimmt z. B. γ passend an und rechnet danach die untere Breite des Rades aus, wodurch man anstatt der parallelen Radkränze, wie solche Fig. 13 zeigt, Kranzerweiterungen erhält, wie sie in Fig. 14 und 15 ersichtlich sind.

Unter normalen Verhältnissen wird für Actionsturbinen $\alpha = 20^\circ$ gewählt, folglich ist $\beta = 140^\circ$, und γ wird vielleicht gleich 20° bis 25° angenommen.

Für sehr hohe Gefälle setzt man $\alpha = 14^\circ$, dann ist $\beta = 152^\circ$ und γ beziehentlich 12° bis 20° .

Bezüglich der Winkel der Girard-Turbinen gilt dieselbe Bedingung, wie für die Actionsturbinen, nämlich $\beta = 180^\circ - 2\alpha$. Aus Fig. 15 und 16 ist die Aehnlichkeit zwischen beiden Systemen ersichtlich. In Fig. 15 sind die Schaufeln durch die aufgesetzten Rückenschaufeln $c c$ deshalb verdickt, dass ein constanter Querschnitt des Canals erhalten wird, weil sonst, wenn man die Turbine in das Unterwasser legt, die ohne Vorhandensein der Rückenschaufeln bei $c c$ angesammelte Luft bald verdrängt sein würde, indem das Unterwasser dafür einträte, durch welches die lebendige Kraft des Druckwassers zum Theil aufgehoben und der Nutzeffect geschwächt werden würde.

Bei der Girard-Turbine sind die Rückenschaufeln nicht vorhanden, sondern man hat deren Wirkung gewissermassen durch die bei b in Fig. 16 sichtbaren Luftlöcher ersetzt; durch diese Löcher tritt während des Ganges der Turbine Luft ein und füllt den nicht vom Wasser eingenommenen Raum aus, wodurch eine Art elastischer Rückenschaufel gebildet wird. Da nun aber das Wasser an der Luft weniger Reibung hat, als am Metall, so

folgt daraus eine Verminderung des Reibungswiderstandes im Vergleich zu den anderen Actions- oder Druckturbinen.

Es ist jedoch noch auf einen anderen Umstand aufmerksam zu machen und zwar mit Bezug auf die in Fig. 15 dargestellte Erweiterung des Rades. Das Wasser kann bei seinem Durchgange durch das Turbinenrad unmöglich sich nach unten so ausbreiten, dass dasselbe die unten stark verbreiterte Schaufel vollständig bestreicht. Die Wassertheilchen werden sich vielmehr infolge der Centrifugalkraft nach aussen drängen, und daher wird die Zelle nach unten hin gegen den äusseren Umfang mehr gefüllt sein als nach innen zu; hierdurch geht der durch Verminderung der Reibung erhaltene, an sich nicht grosse Vorthail wieder verloren, indem durch die unnütze Seitenbewegung des Wassers die wirksame Geschwindigkeit vermindert wird.

Was nun die Actionsturbinen im Allgemeinen betrifft, mögen dieselben die Schaufelung nach Girard's System (Fig. 16) oder nach Henschel-Jonval's System (Fig. 15) haben, so lassen dieselben sich partial beaufschlagen, d. h. man braucht für gelegentlich geringere Leistung nur durch einen Theil der Schaufeln das Druckwasser hindurch fliessen zu lassen; deshalb sind diese Turbinen für veränderliche Wassermengen gut anwendbar, wobei aber hinsichtlich der Girard-Turbine sich der grosse Nachtheil herausstellt, dass man sie nicht ohne merklichen Verlust im Unterwasser laufen lassen kann. Bei niedrigem Gefälle ist dieser Umstand wohl zu beachten.

Wollte man eine Girard-Turbine in das Unterwasser einlegen, so würde durch die erwähnten Ventilations-

löcher keine Luft, sondern Wasser eintreten; es würden dadurch in den Radzellen sich Wirbel bilden, das Druckwasser würde an lebendiger Kraft verlieren und infolge dessen würde das Rad einen viel geringeren Nutzeffect ergeben.

Die Girard-Turbinen bieten aber den Vorthail, dass bei Abschützung einzelner Leitcanäle keine beträchtlichen Effectverluste eintreten, weil der Austritt des Wassers aus der unter eine geschlossene Leitradzelle tretenden Laufradzelle durch den äusseren Luftdruck nicht behindert wird, indem die Ventilationslöcher von oben Luft zutreten lassen.

Wenn man überhaupt einen Vergleich zwischen der Leistungsfähigkeit der Actionsturbinen und Reactionsturbinen anstellt, so ist zu bemerken, dass bei den Actionsturbinen der ganze zu Gebote stehende Druck des Wassers erst in Geschwindigkeit und dann wieder zum grössten Theil in nutzbaren Druck gegen die Radschaufeln zurück verwandelt wird. Erwägt man, dass eine jede solche Umwandlung nicht ohne innere Arbeit oder Verlust an mechanischer Kraft des Wassers vor sich geht, so wird man den Reactionsturbinen in dieser Hinsicht den Vorzug einräumen, weil bei denselben nur ein Theil des Gefälldruckes jener theilweisen Umwandlung unterliegt, während der andere Theil direct an dem auf die Schaufeln in deren Bewegungsrichtung wirkenden Gesamtdrucke Antheil nimmt. *)

Bezüglich der Abschützung einzelner Leitcanäle, d. i. bezüglich partialer Beaufschlagung stellen sich aber

*) Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren von R. R. Werner. Berlin. S. 8.

die Reactionsturbinen viel weniger günstig als die Actionsturbinen, insbesondere im Vergleich zur Girard-Turbine, weil der Ausfluss der unter den abgeschützten Leitradzellen hingehenden Laufradzellen durch den Luftdruck infolge mangelnder Ventilation behindert oder durch inneren Luftvorrath behindert wird, so dass sich das Wasser darin staut und bei dem darauf folgenden frischen Zufluss ein merklicher Stoss entsteht.

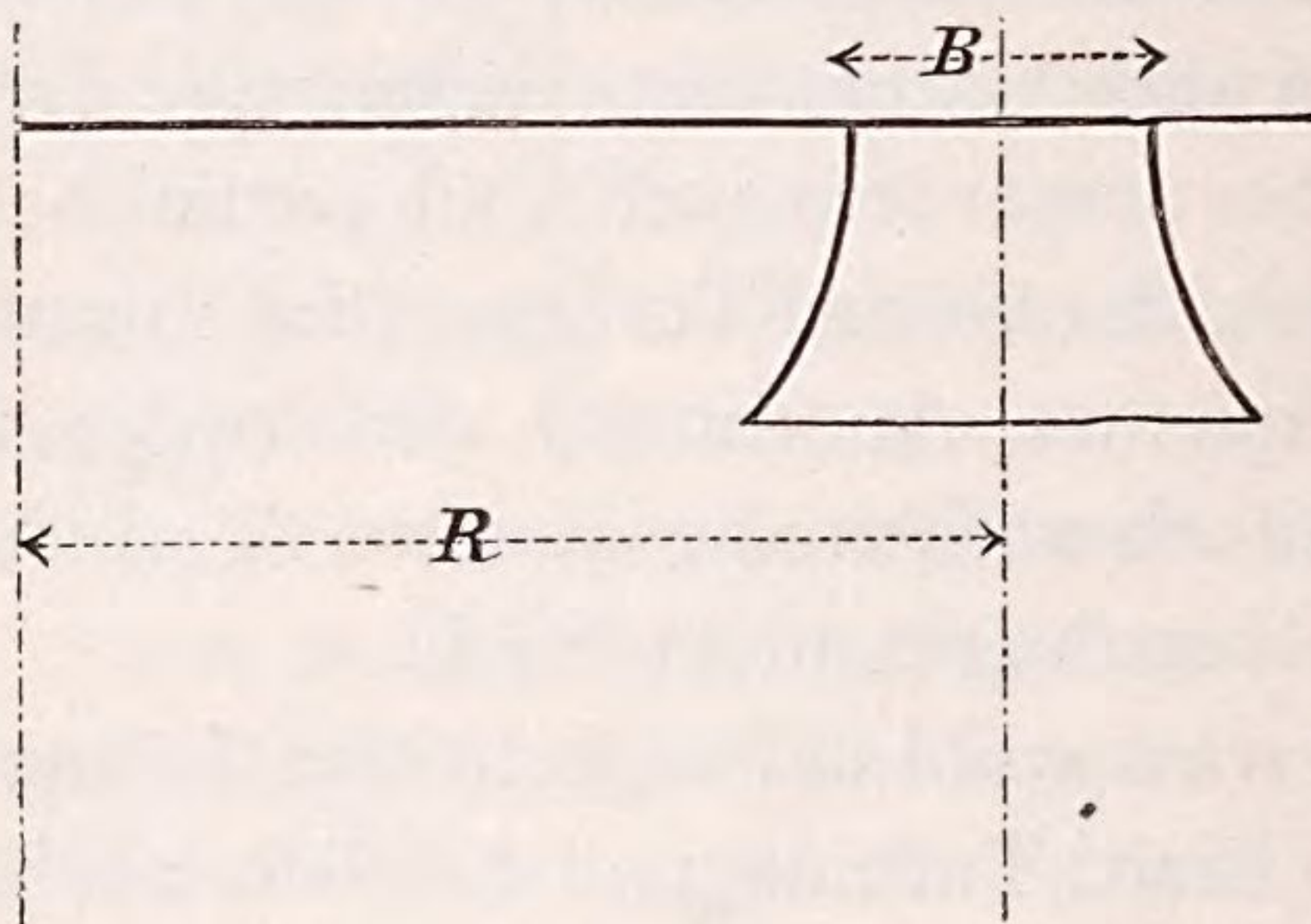
Beide Turbinensysteme (die Girard-Turbine ausgeschlossen), sowohl die Actions- wie die Reactionsturbine, kann man in das Unterwasser legen; die Druckturbinen lassen sich aber ausserdem auch noch partial beaufschlagen.

Bezüglich der Girard-Turbine wird mitunter der Vortheil der bequemen Anordnung der Zapfen und Pfannen gerühmt, jedoch stehen die neueren Turbinen-Constructionen derselben hierin nicht nach.

Weiter wird wohl behauptet, man könne den Durchmesser der Girard-Turbine und folglich auch die Anzahl der Umdrehungen innerhalb gewisser Grenzen den Localverhältnissen anpassen. Mit Rücksicht hierauf ist zu erwidern, dass schon bei Betrachtung der Schaufelwinkel bemerkt wurde, wie man bei geringen Wassermengen und grossen Druckhöhen möglichst kleine Winkel annehmen kann, um nicht nur dem Wasser seine ganze Geschwindigkeit abzugewinnen, sondern auch um einen grossen Radius und demzufolge verhältnissmässig geringere Tourenzahlen zu erhalten. Ausserdem hat man mit Bezug auf Fig. 17 das Verhältniss $B : R$ in der Hand. Man variirt in der Praxis mit $B : R = 0,4$ bis $0,2$ bei den Reactionsturbinen, und $B : R = 0,3$ bis $0,2$ bei den Actionsturbinen.

Es ist nicht vortheilhaft, bei den Actionsturbinen $B : R$ grösser als $0,3$ zu machen, da dieselben einen etwas langsameren Gang bedingen, als die Reactionsturbinen. Man wendet deshalb auch vortheilhaft die Combination eines Actionsrades mit einem Reactionsrade (Druckrad mit Ueberdruckrad) an, indem man das letztere als rascher laufend aussen und das erstere innen anbringt. So angeordnete Compoundturbinen arbeiten bei

Fig. 17.



geschickter Einrichtung sehr gut und lassen sich auch leicht reguliren.

Wenn auch die Girard-Turbine nicht, wie man ihr nachgerühmt hat, eine Universalturbine ist, so hat ihr Erfinder sich doch grosse Verdienste um die Förderung des Turbinenbaues erworben. Durch die Hydropneumatisation, d. i. durch die Umhüllung der Turbine mit einem luftdichten, mit comprimierter Luft gefüllten Mantel hat er nicht nur gezeigt, sondern auch bewiesen, dass sich eine Wasserkraft auch bei sehr geringem Gefälle vermittelst Turbinen ausnutzen lasse. In Deutschland ist diese Art von Turbinen unter der Bezeichnung Schwam-

krug-Turbinen bekannt, weil schon 1849 vom Kunstmeister Schwamkrug in Freiberg ähnliche Wassermotoren für die Grube Kronprinz-Friedrich-Erbstollen mit Erfolg aufgestellt wurden, während die Girard'sche Erfindung aus dem Jahre 1855 herrührt. Die Schwamkrug-Turbinen haben jedoch eine horizontale Axe und gehören also zu den Vertical-Wasserrädern. Diese Verticalturbinen haben ausser der bequemen, sicheren und vor dem Einflusse des Wassers geschützten Lagerung noch den Vortheil, dass sie sich vorzüglich gut durch Schützen reguliren lassen.

Für Partialturbinen wurde früher nur die äussere Beaufschlagung angewendet, so von Escher, Wyss & Comp., von Zuppinger und von R. Hartmann. Erst später hat sich die innere Beaufschlagung Eingang verschafft, und zwar besonders durch Nagel und Jordan. Ihr Vortheil liegt in der leichten Anbringung der Schützen und im geringeren Wasserverluste, da bei äusserer Beaufschlagung die Centrifugalkraft schädlich wirkt und zuweilen das Betriebswasser in die umgekehrte Richtung getrieben wird.

Es giebt keine Turbine und kann keine geben, welche unter allen Verhältnissen mit gleich hohem Nutzeffect und überhaupt gleich gut functionirt, deshalb muss in jedem einzelnen Falle das den vorliegenden Umständen und Bedingungen am besten entsprechende Turbinensystem gewählt werden. Die wichtigsten Systeme sind jedenfalls diejenigen, welche für veränderlichen Wasserzufluss geeignet sind, indem dadurch der Nutzeffect unter allen Umständen möglichst constant erhalten bleibt. Mit Bezug hierauf mag das Folgende über die drei hierher gehörigen Systeme nochmals recapitulirt

werden, wobei noch einige früher unberücksichtigt gebliebene Bemerkungen eingeschaltet sind, wozu wir ein von der im Turbinenbau wohlrenommirten Firma Queva & Comp. in Erfurt herausgegebenes Schriftchen über Turbinen benutzen.

Die einfache Gegendruck- oder Reactionsturbine ergiebt zwar bei voller Beaufschlagung einen hohen Wirkungsgrad, der aber mit theilweiser (partialer) Beaufschlagung rasch abnimmt. Soll also dieser Turbine bei veränderlichem Wasserzufluss der hohe Wirkungsgrad erhalten bleiben, so muss deren Capacität verkleinert werden können, was durch drehbare Schaufeln oder verschiebbare Zellenwandungen zu erreichen ist, indem es dadurch ermöglicht wird, dass die Turbine auch bei verschiedener Beaufschlagung mit voller Füllung aller Zellen arbeiten kann. Es kann somit der theoretischen Bedingung, dass die Reactionsturbinen stets mit voller Beaufschlagung betrieben werden sollen, zwar nachgekommen werden, jedoch wird der praktische Werth einer so complicirt hergestellten Turbine in vielen Fällen in Frage gestellt.

Bei der Verkleinerung des Fassungsraumes der Turbine bleibt der Wasserverlust durch die, wenn auch auf das möglichst geringe Mass reducirten Spalten zwischen den aneinander beweglichen Zellenwänden ziemlich ebenso gross, als bei ganz geöffneter Turbine, so dass also der durch diese Spalten herbeigeführte Wasserverlust bei geringem Wasserzuflusse verhältnissmässig grösser ausfällt, als bei vollem Wasserzuflusse. Je grösser ferner die Anzahl der beweglichen Theile ist, desto vielfacher tritt die Abnutzung auf und desto

häufiger werden Reparaturen nöthig, desto leichter wird endlich auch die Turbine bei zunehmender Verengung durch die vom Wasser mitgeführten fremden Körper verstopft, in ihrem Gange gestört und in ihrer Regulierung gehemmt.

Das Reactionsprincip lässt sich verwenden und die Bedingung stets voller Beaufschlagung innerhalb bestimmter Grenzen erfüllen, wenn die Turbine mit mehreren Schaufelkränzen versehen ist, von denen ein jeder mit einem gewissen Bruchtheil der vollen Beaufschlagung für sich voll arbeitet. Diese Construction ist demnach innerhalb gewisser Grenzen zweckentsprechend, und bei ihrer Anwendung lässt sich die Reactionsturbine mit gleich hohem Wirkungsgrade für verschiedene Wassermengen benutzen.

Die Druck- oder Actionsturbine, mit Einschluss der Strahlsturbine ist diejenige Construction, welche durch ihre besonderen Schaufel- und Kranzformen principmässig diejenigen Geschwindigkeits- und Druckverhältnisse des wirkenden Wassers herstellt, welche unbeeinflusst davon bleiben, gleichviel ob sämmtliche oder nur einige Zellen beaufschlagt werden und ob das wirkende Wasser die Luftzellen voll oder nur zum Theile ausfüllt. Erst mit der Auffindung und zunehmenden Ausbildung und Verwerthung des Principes der Actionswirkung sind die Turbinen ihrer jetzigen Vollkommenheit zugeführt und ist ihnen ihre allgemeine Anwendungsfähigkeit verliehen worden.

Welches System, welche Aufstellung und welche Construction bei einer gegebenen Wasserkraft und unter gewissen gegebenen Verhältnissen für die Turbinen ge-

wählt werden muss, wird stets von dem sachkundigen Urtheile und gewissenhaften Ermessen eines tüchtigen Fachmannes abhängen, wobei aber auch eine Calculation über die Anlagekosten mit in Betracht zu ziehen ist.

Eine Hauptsache bei den Turbinen sind die Regulirungs-Vorrichtungen; dieselben müssen stets dem gegebenen Falle angemessen sein. Sie sind entweder mit der Hand oder selbstthätig verstellbar. Am meisten angewendet werden die mechanischen, das sind die selbstthätig wirkenden Regulir-Vorrichtungen mit Kreisschieber, Ringschieber, Cylinderschieber und in gewissen Fällen mit Rundschilden oder mit Zellschiebern; ausserdem auch noch die partiellen Abschützungen.*)

Jede für die volle Ausnutzung eines in seiner Menge veränderlichen Wasserzuflusses bestimmte Turbine muss mit einer Regulir-Vorrichtung versehen sein, durch welche die Turbine in den Stand gesetzt wird, verschieden grosse Wassermengen ohne Gefällsveränderungen aufzunehmen. Eine solche Vorrichtung, welche als Turbinen-Regulirung bezeichnet wird, bewirkt eine Veränderung im Durchfluss-Querschnitt der Turbinenzellen.

Unberücksichtigt sollen hier diejenigen Regulir-Vorrichtungen bleiben, welche — wie dies mit Drosselklappen, Rohrschilden u. s. w. der Fall ist — bei einem vorhandenen Kraftüberschuss behufs Regulirung der Turbinen-Geschwindigkeit die Vernichtung des Kraftüberschusses bewirken.

*) Die folgenden Bemerkungen über Regulirungs-Vorrichtungen verdankt der Verfasser einer in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure von Herrn J. C. Bernhard Lohmann, Maschinendirector in Erfurt, veröffentlichten Abhandlung.

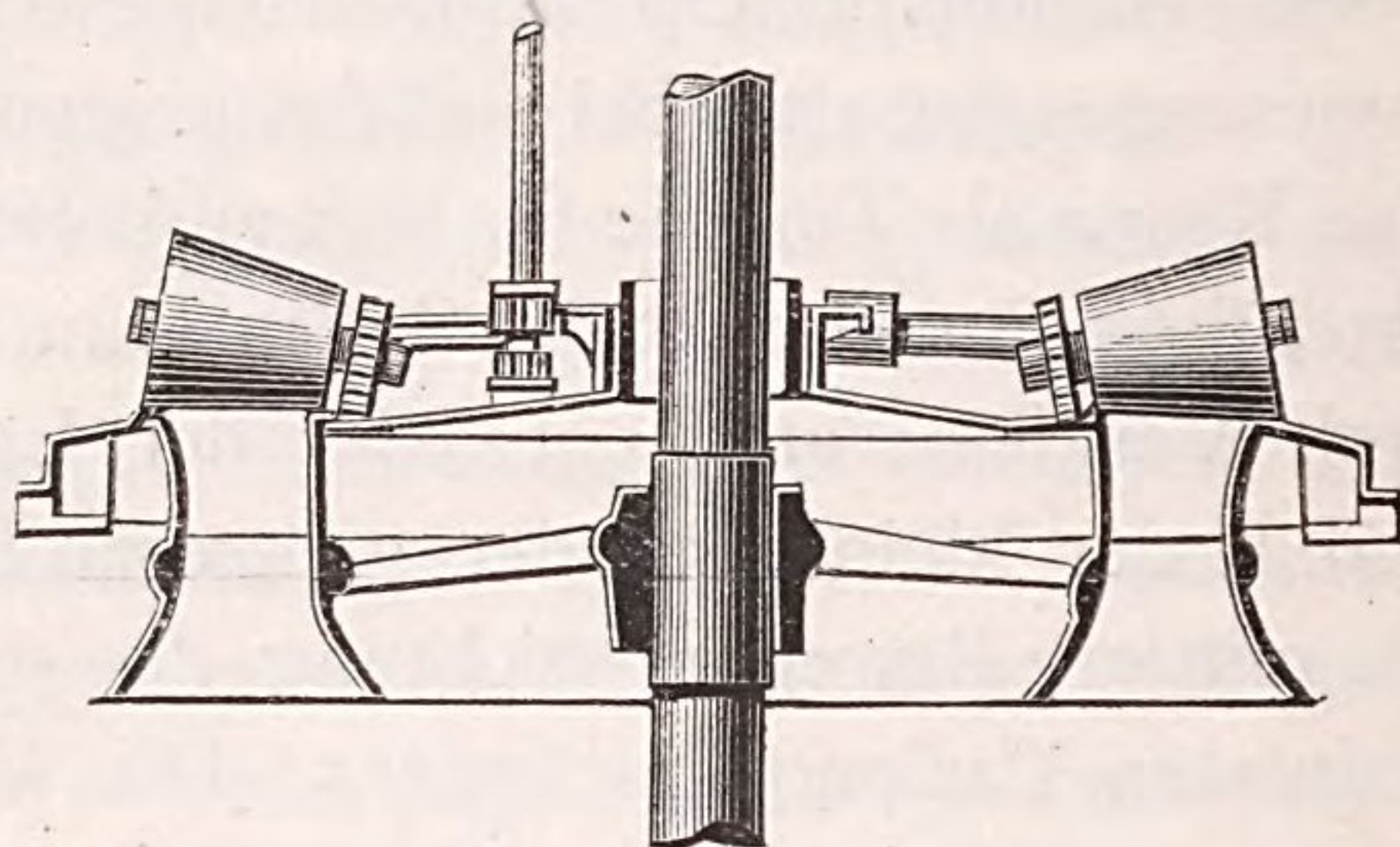
Die Veränderung der Grösse des Zellendurchfluss-Querschnittes kann entweder in einer Veränderung der Zellenöffnungen selbst, oder in einer Veränderung der Anzahl der vom Wasser durchflossenen Zellen bestehen. Die Anwendung der einen oder anderen Regulierungsart hängt wesentlich, wenn auch nicht bei allen Constructionen, von der Wirkungsweise ab, mit welcher die im Wasser enthaltene Kraft in der Turbine nutzbar gemacht werden soll. Im Allgemeinen ist zu behaupten, dass die Regulierung mittels Verengung des Zellenquerschnittes beim Reactionsprincip, die mittels Veränderung der Zellenzahl beim Actionsprincip rationell angewendet wird. Hierbei ist vorausgesetzt, dass bei mehrkränzigen Turbinen jeder einzelne Kranz als Turbine für sich zu betrachten ist.

Der Durchfluss-Querschnitt der Zellen kann verändert werden durch Verkleinerung, entweder der Länge oder der Breite, d. h. der kleineren oder grösseren Dimension eines auf die mittlere Bewegungsrichtung des strömenden Wassers normalen Zellenquerschnittes. Die Verengung der Zellenweite erfolgt durch bewegliche Schaufeln, welche drehbar oder verschiebbar (Zungenschieber) sind; für die Verengung der Zellenbreite giebt es zahlreiche Anordnungen, jedoch sind mechanisch wirkende Constructionen nur bei Radialturbinen möglich.

Mit der allgemeinen Anwendung des Actionsprincips ist die Regulierung der Turbinen durch Veränderung der beaufschlagten Zellenzahl in den Vordergrund getreten. Es soll hier von den etwas primitiven Vorrichtungen der Einsatzstücke, Deckel, Klappen und Einzelschieber abgesehen und sollen nur die mechanisch vollkommeneren Rundschieber betrachtet werden.

Als Rundschieber werden diejenigen Vorrichtungen bezeichnet, bei denen eine Schützendecke in peripherischer Bewegung über die Leitcanäle behufs Abdeckung derselben hinweggeführt wird. Die Abdeckung durch Rundschieben kann entweder für nur einen Theil oder für sämtliche Zellen eines vollgeschaufelten Leitrades eingerichtet werden; ferner findet dieselbe Anwendung bei allen drei Aufstellungsarten der Turbinen, nämlich bei Axial-, sowie bei innen oder aussen beaufschlagten Radialturbinen statt.

Fig. 18.



In den folgenden Figuren 18 bis 23 sind die Rundschieben in ihrer principiellen Anordnung bei den drei Turbinen-Aufstellungsarten und zwar in ihrer vollkommensten Construction, nämlich zur vollen Abschätzung des Leitrades mit zweiseitig diametral fortschreitendem Zellenschlusse dargestellt.

Fig. 18 zeigt zunächst den sogenannten Rollschützen, dessen bekannte Construction mit zwei armirten Lederdecken, welche auf zwei Rollen aufgewickelt werden, von Fontaine herrührt. Bei diesem Rundschieben ist die Schützendecke elastisch und wird

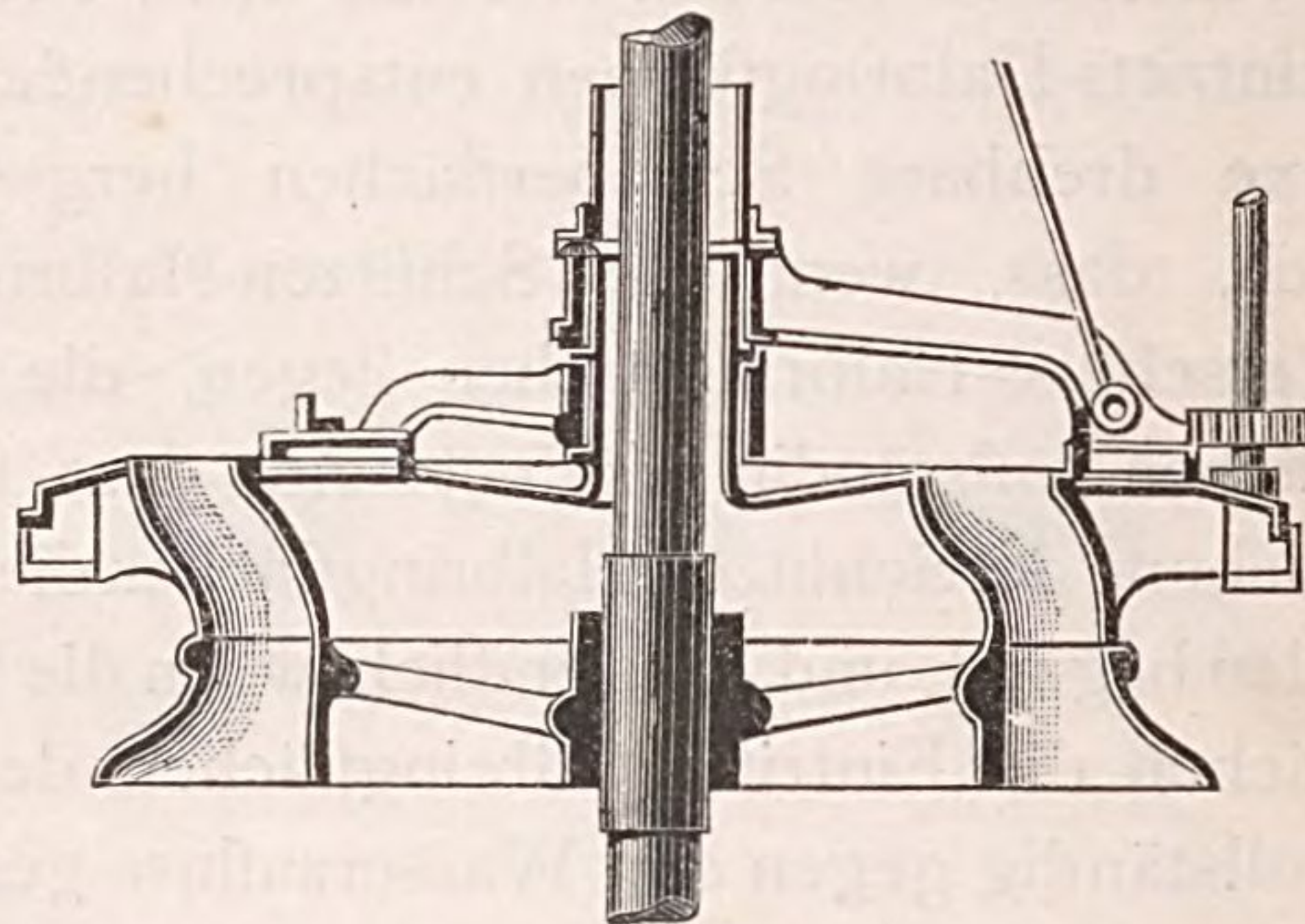
aufgewickelt, während die übrigen Rundschieben mit einer starren Decke versehen sind, welche verschoben wird.

Die starren Schützendecken, also Schieber, unter der Bedingung voller und zweiseitig diametraler Beaufschlagung des Leitrades, setzen eine Theilung der Eintrittsfläche des Leitrades in der Weise voraus, dass die Eintrittsfläche aus zwei concentrischen Halbringflächen besteht, welche von einander getrennt und deren halbringförmige Ergänzungen geschlossen sind, um die Schieberflächen aufzunehmen. Werden nämlich zwei, den concentrischen Eintritts-Halbringflächen entsprechende, um die Turbinenaxe drehbare Schieberflächen hergestellt, so ergibt sich, dass, wenn die Schützen-Halbringflächen auf den Verschluss-Halbringflächen liegen, die Eintritts-Halbringflächen vollständig geöffnet sind; dass ferner mit der Verschiebung der Schützen-Halbringflächen die Deckung der Leitzellen beginnt, und dass endlich, wenn die Schützen-Halbringflächen die Eintritts-Halbringflächen decken, die letzteren vollständig gegen den Wasserzufluss geschlossen sind. Bei den Axialturbinen kann diese Construction auf verschiedene Weise ausgeführt werden, je nachdem man für die getrennten Halbringflächen verschiedene Erzeugungslinien anwendet.

In Fig. 19, welche eine Axialturbine mit flachen Rundschiebern illustriert, liegen die Eintritts-Ringhälften in einer Ebene; die eine Hälfte der Leitzellen mündet in eine äussere, die andere Hälfte in eine innere Ringhälfte. Diese Construction rührt von Laurent und Dankherr her. Die beiden halbringförmigen Eintrittsflächen werden durch zwei ebensolche Verschlussflächen zu zwei Ringhälften ergänzt, den beiden halbringförmigen Eintritts-

flächen entsprechend sind die beiden Schützenschieber geformt, die bei voller Beaufschlagung auf den Verschlussflächen, bei gänzlicher Abschätzung auf den Eintrittsflächen liegen. Die beiden halbringförmigen Schieber können entweder fest mit einander verbunden sein, so dass dieselben durch eine Regulirwelle gemeinschaftlich verschoben werden, oder jeder Schieber kann für sich durch eine Regulirwelle bewegbar gemacht werden. Um

Fig. 19.

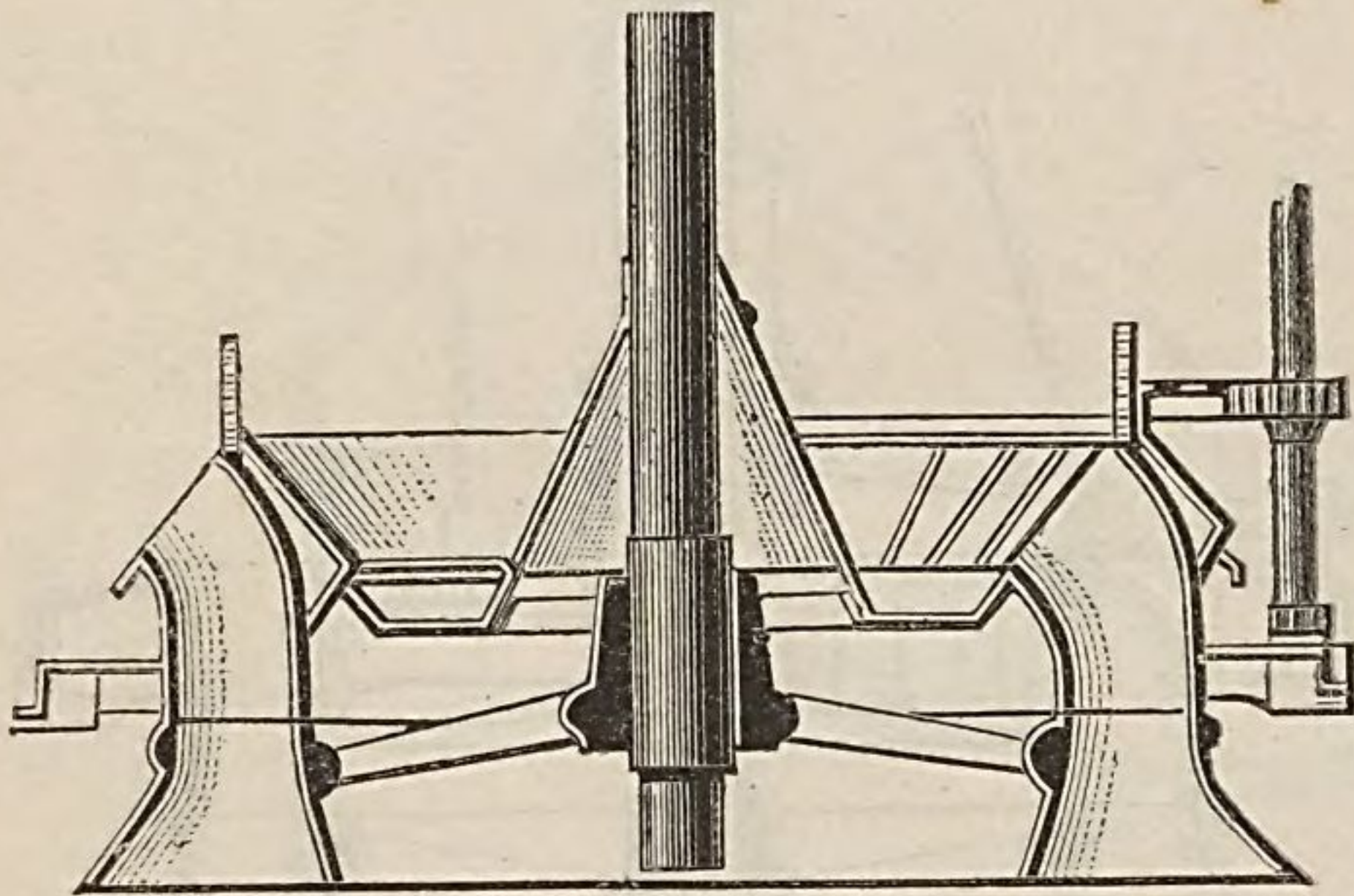


die Auflage des Schiebers auf dem Leitrade einzustellen und die durch den Wasserdruck entstehende grosse Reibung zu vermeiden, werden am Schieber Spannstangen nach dem oberen Ende des auf dem Nebenkranze des Schiebers festsitzenden, also mit demselben beweglichen Wellenschutzrohres geführt, so dass die Schieberfläche in passende Nähe oder in Berührung mit der Leitradsfläche gebracht werden kann. Eine solche Aufhängung ist, wenn die beiden Schieber unabhängig von einander beweglich sind, nur für den äusseren Schieber möglich, wenn nicht die Einrichtung zu complicirt werden soll,

kann aber auch für den inneren Schieber aus dem Grunde entbehrt werden, weil es zweckmässig ist, denselben für eine gewisse constante Wassermenge einzustellen und den veränderlichen Ueberschuss des Wasserzuflusses mit Hilfe des äusseren Schiebers zu reguliren; die nur zeitweise nöthige Einstellung des inneren Schiebers kann ohne Wasserdruck geschehen.

In Fig. 20 ist eine Axialturbine mit konischen Rundschiebern zu sehen. Die halbringförmigen Eintrittsflächen

Fig. 20.

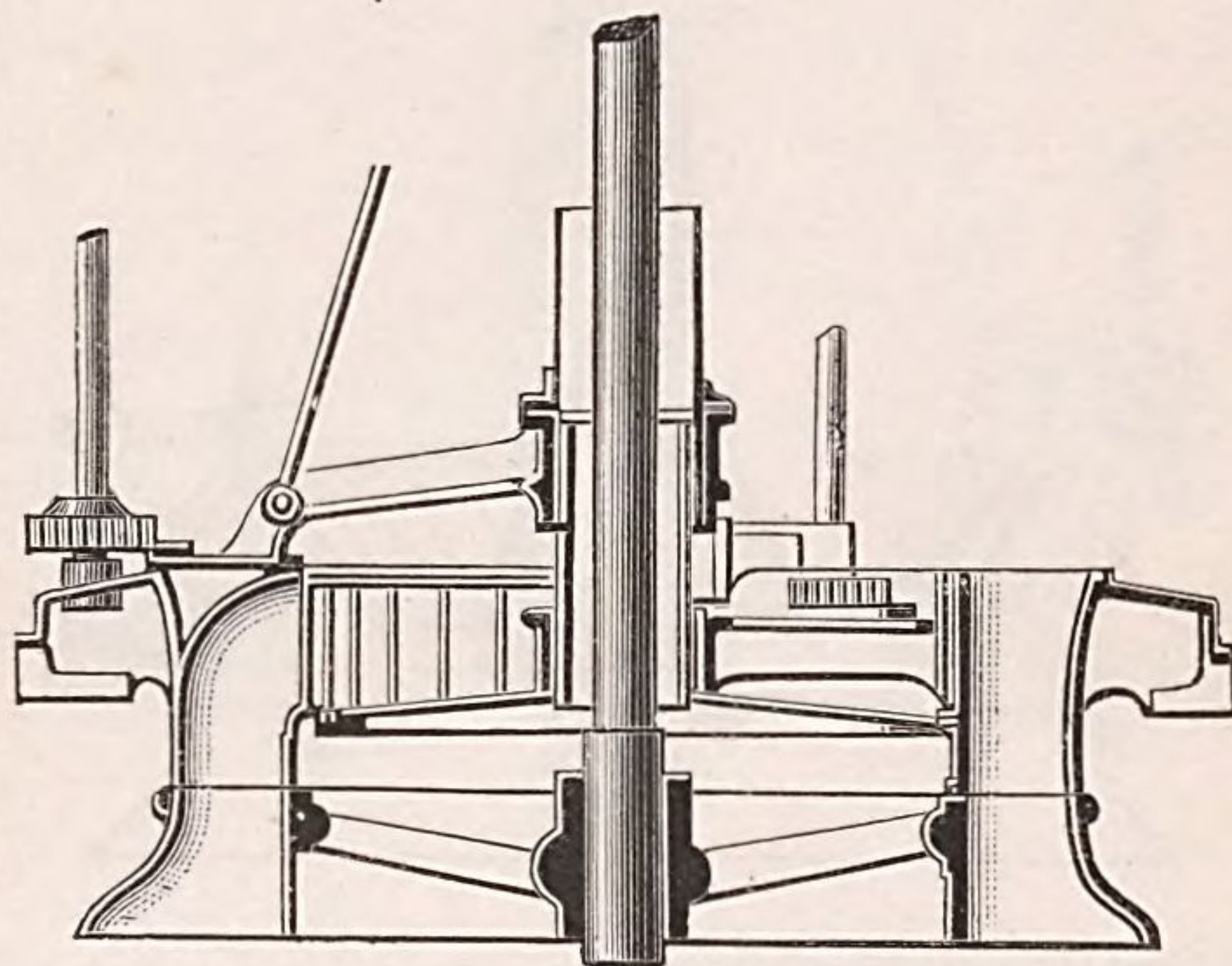


bilden hier die Abschnitte zweier Kegelmäntel, und zwar mündet die obere Hälfte der Leitzellen in den äusseren, die andere in den inneren Kegelmantel. Dieser Rundschützen wurde 1860 von der gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik in Magdeburg zuerst ausgeführt. Die beiden Mantelschieber sind an den in Scharnier stellbaren Rollen, welche auf einer zwischen den Mänteln gelegenen Bahn der Leitrolle laufen, aufgehängt, und ist hiermit eine leichte Bewegung unter Wasserdruck gesichert. Bei grösseren Mantelflächen können noch an den unteren Mantelrändern Rollen angebracht werden, welche

auf dem Leitrade unterhalb der Zellen laufen, so dass auf diese Art die Mäntel getragen werden.

Fig. 21 zeigt eine Axialturbine mit einem flachen und einem konischen Rundschieber. Es liegt hier die Eintrittshälfte in einer ebenen Fläche, die andere in einem Cylindermantel; es mündet also die eine Hälfte der Leitzellen nach oben, die andere nach innen aus, so dass die erstere Hälfte durch einen Flachschieber, die andere

Fig. 21.



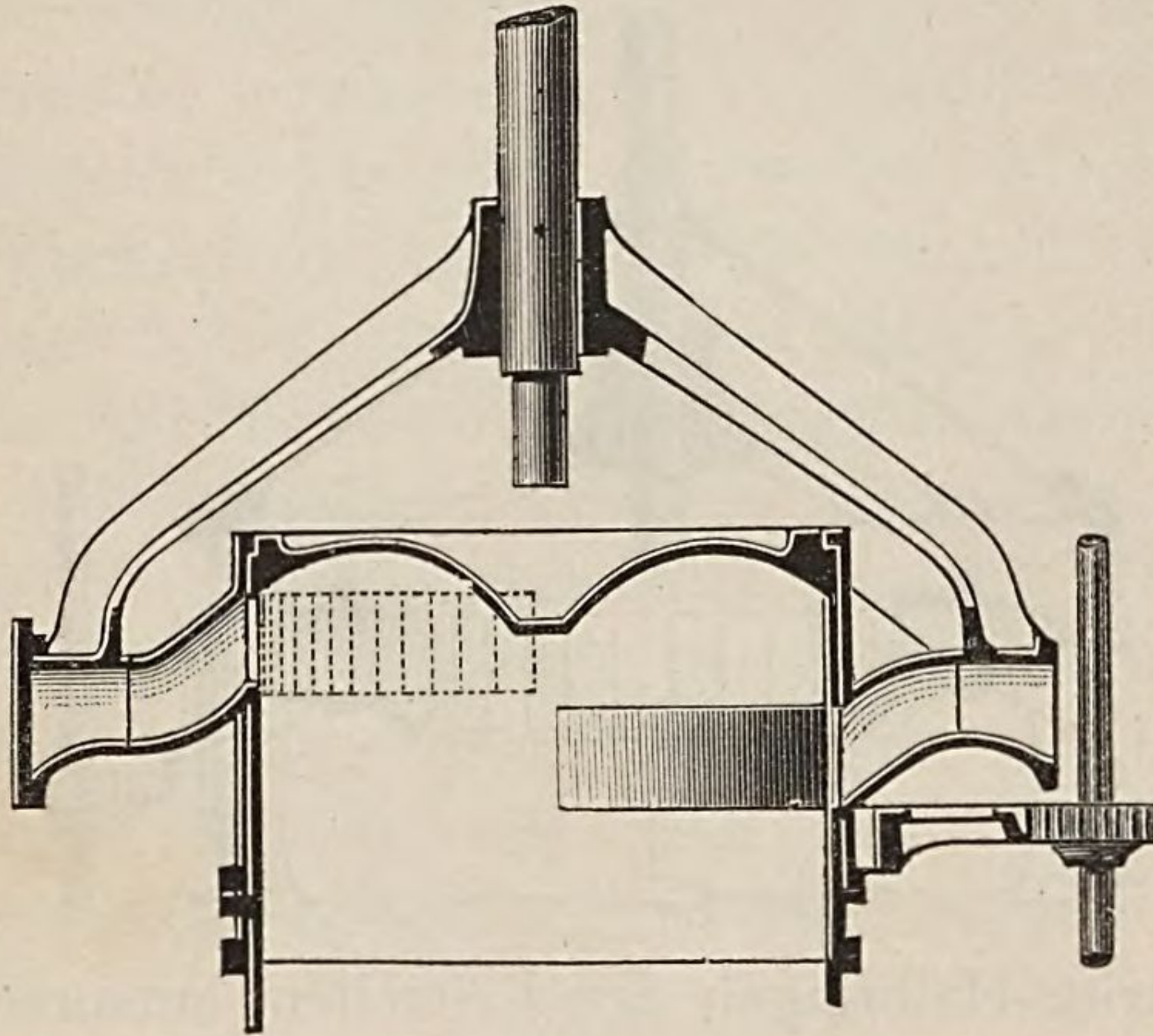
durch einen Cylinderschieber geschlossen werden kann. Die Entlastung vom Wasserdruck kann bei dem Flachschieber durch Spannstangen, wie solche in Fig. 18 vorhanden sind, geschehen, und wird beim Cylinderschieber durch den Druck auf die Führungscanäle bewirkt. Es ist hier jeder Schützen für sich durch eine Welle regulierbar dargestellt.

Die Querschnittsform des Rundschützen kann, wie die angeführten Beispiele erkennen lassen, eine sehr verschiedene sein, je nachdem man verschieden geformte

und zur Turbinenaxe verschieden gestellte Linien als Erzeugende für die Eintrittsflächen annimmt.

Es liegt nahe, bei den mit Aufsätzen versehenen Leitkränzen, wie Fig. 19 und 20 darstellen, die verticalen Verlängerungen der Leitschaufeln wegzulassen und hierfür den konischen oder cylindrischen Schieber an seinem radialen Ende mit einer solchen Schaufelverlän-

Fig. 22.



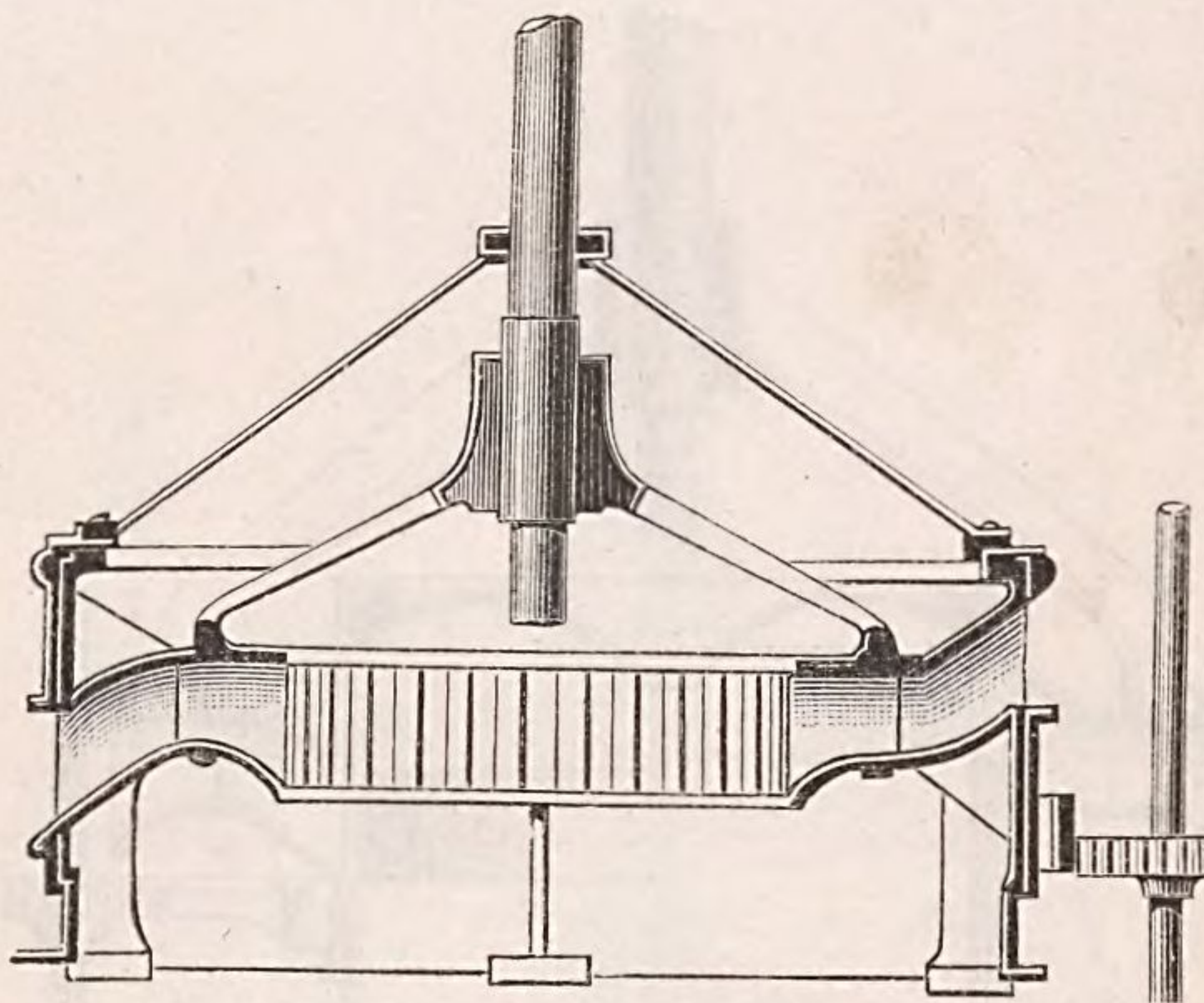
gerung zu versehen, die sich somit innerhalb des Aufsatzes mit dem Schieber fortbewegt und als radiale Abschlusswand für den Aufsatzraum dient.

Diese Einrichtung, welche selbstverständlich kein besonderes Schützensystem, sondern nur ein abweichendes Detail der besprochenen Rundsützen-Construction ist, dürfte aus praktischen Rücksichten nicht als eine Verbesserung des letzteren zu betrachten sein.

Eine von innen beaufschlagte Radialturbine mit cylindrischem Rundschieber zeigt Fig. 22, während

Fig. 23 diese Rundschieber-Einrichtung an einer von aussen beaufschlagten Radialturbine darstellt. Diese Constructionen entsprechen der in Fig. 19 für Axialturbinen angegebenen Einrichtung, nur geht bei der Radialturbine der für die Axialturbine benutzte ebene Schieber in einen cylindrischen über, wobei die eine Hälfte der Leitzellen nach oben, die andere nach unten geführt wird.

Fig. 23.



Den Eintritts-Halbringen der Leitzellen entsprechen bei der in Fig. 22 dargestellten Radialturbine mit innerer Beaufschlagung und Wasserzuführung von unten zwei gleich grosse, halbringförmige Schlitzte in dem Cylinder, welcher auf dem Zuflussrohre ruht und als feststehender Schieber angesehen werden kann, um welchen sich der Leitschaufelapparat dreht.

Bei der in Fig. 23 dargestellten Radialturbine mit äusserer Beaufschlagung entspricht die Schützenconstruction der vorigen, nur ist hier der Leitapparat feststehend und der Cylinderschieber beweglich.

Selbstverständlich kann man die Rundschieber auch für partielle Beaufschlagung anwenden, und haben dieselben sich in der Praxis als zweckmässige und bequeme Regulirungs-Vorrichtungen bewährt.

Der scheinbar am wenigsten constructive Rollschützen hat in praktischer Hinsicht bedeutende Vorzüge, nur muss dazu Leder und nicht Guttapercha oder Kautschuk verwendet werden; derselbe dichtet vollkommen, während mit dem Schieberschützen stets wenigstens ein geringer Wasserverlust verbunden ist. Die Aufwicklungswalzen des Rollschiebers werden durch den Wasserdruck in ihrer Beweglichkeit fast gar nicht beeinflusst, während die flachen Schieber mit starker Reibung arbeiten. Durch die vom Betriebswasser mitgeführten Körper, wie Stroh, Reisig und dergleichen, kann der Schieber in seiner Bewegung viel leichter gehemmt werden, als der Rollschützen, dessen elastische Decke über kleine Hindernisse leicht hinweg geht. Das Leder hält bei solchen Schützen über acht bis zehn Jahre aus, nur darf dasselbe keine Spannung erleiden, wodurch es leicht reisst.

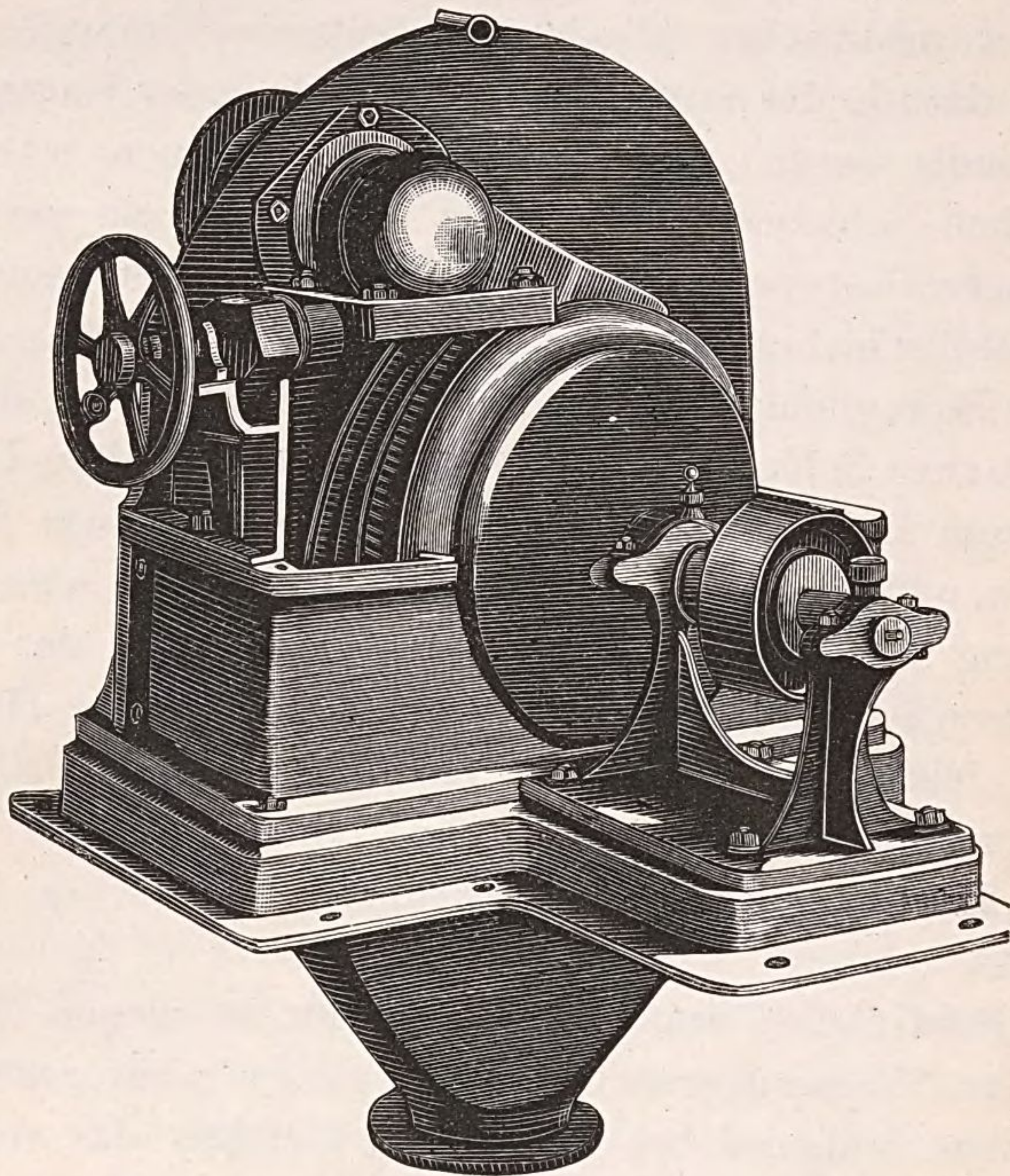
Bei Gefällen von mehr als 3 Mtr. ist wegen des zu grossen Wasserdruckes die Lederdecke nicht mehr anwendbar, während bei niedrigeren Gefällen das mit angenieteten Eisenschienen armirte Leder den Wasserdruck ohne Formveränderung aushält. Wegen der Zellenverengung durch die überragende Walze ist der Rollschützen für grosse Turbinen besser geeignet, als für kleine.

Turbinen für Kleinbetrieb. — Besonderes Interesse für den elektrischen Betrieb dürften die kleineren Turbinen haben, welche 1 bis 5 Pferdestärken zu liefern

im Stande sind und sich also zum Betrieb gewöhnlicher Dynamomaschinen eignen.

Mit dem Bau derartiger Turbinen beschäftigen sich

Fig. 24.

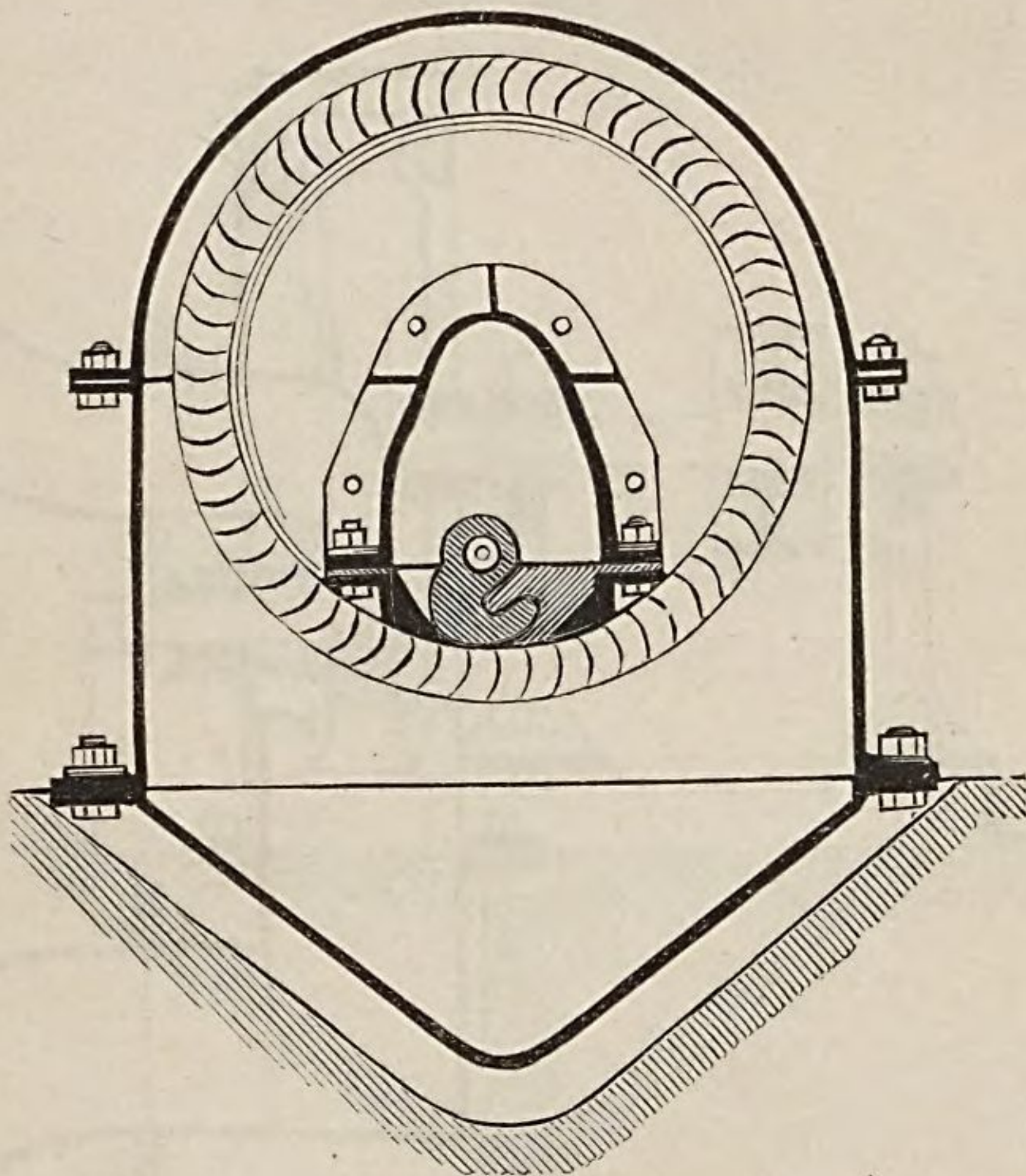


insbesondere mehrere rühmlich bekannte Firmen in der Schweiz.

Der erste Motor dieser Art, der hier vorgeführt wird, ist eine kleine Hochdruckturbine der Firma Escher, Wyss & Comp. in Zürich. Diese Turbine ist nach dem Princip der Girard'schen Verticalturbine construiert und

giebt unter Benutzung von Hochdruckwasser einen guten Nutzeffect. Die Ausführung erfolgt in zwei Grössen, deren Dimensionen folgende sind: Nr. 1 Länge 700, Breite 600, Höhe 750 Mm.; Nr. 2 Länge 1000, Breite 800, Höhe 1000 Mm. Der Motor Nr. 1 wiegt 120 Kg.; der Motor Nr. 2 wiegt 400 Kg.

Fig. 25.

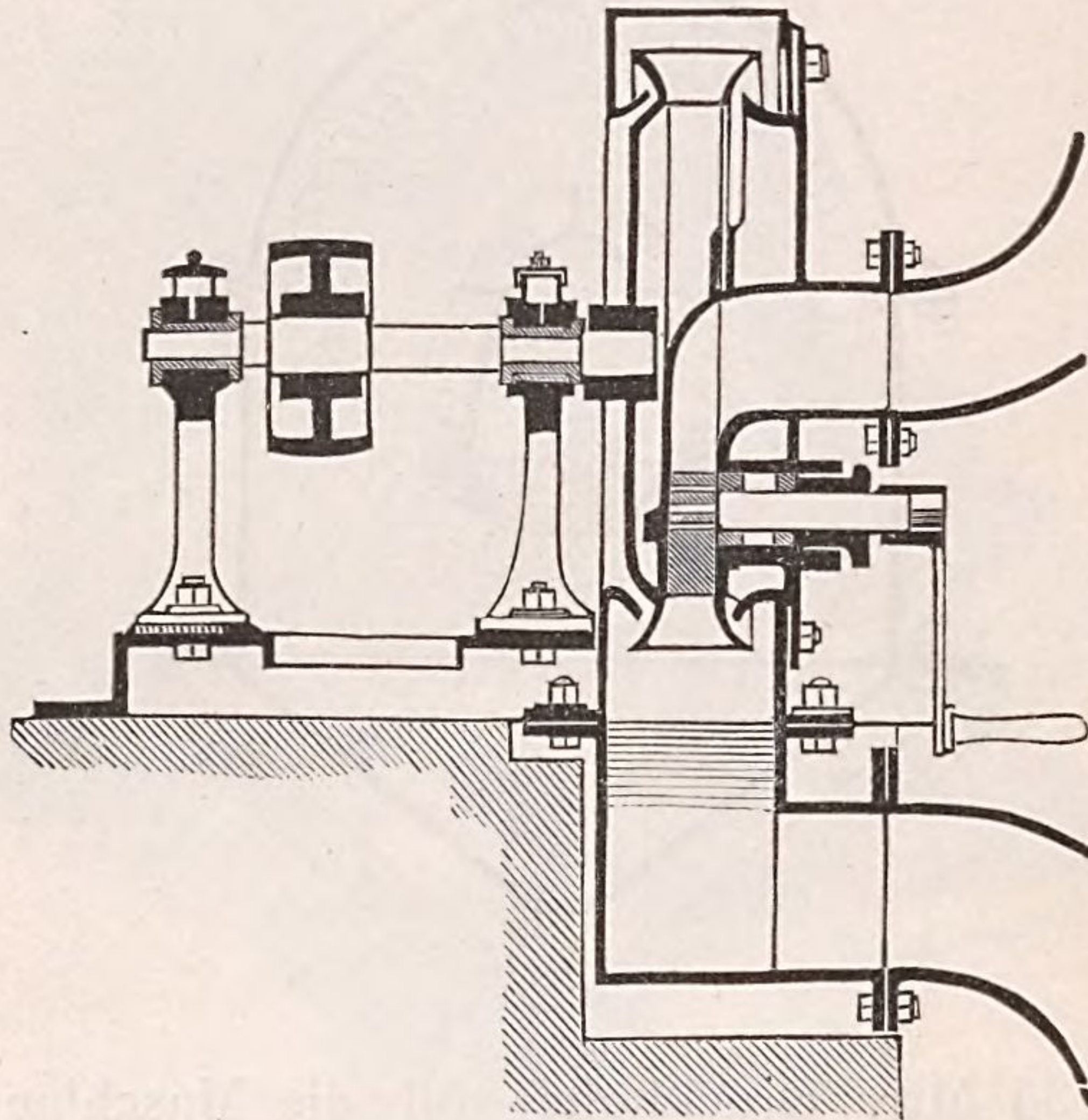


Bei 35 Mtr. Druckhöhe soll die Maschine in der Minute mit gegen 800 Umdrehungen laufen und pro effective Pferdekraft in der Secunde 3 Liter Wasser verbrauchen. Die Geschwindigkeit am inneren Umfange, wo die Einströmung stattfindet, beträgt hierbei 12,4 Mtr. oder 48 Proc. der der Druckhöhe entsprechenden absoluten Geschwindigkeit des Wassers, welche 26 Mtr. beträgt. Bei einem Wasserverbrauch von 10,8 Kbm. pro Stunde stellt sich der Nutzeffect auf 62 Proc.

Fig. 24 stellt den Motor in perspectivischer Ansicht dar, während Fig. 25 und 26 dessen Querschnitt und Längsschnitt zeigen.

Die Regulierung erfolgt bei dieser kleinen Turbine nach einem sehr einfachen Princip, indem sie durch einen excentrischen Cylinder in der Einströmungs-

Fig. 26.



öffnung besorgt wird, der ohne weiteren Leitschaufelapparat die Oeffnung vergrössert oder verkleinert, oder auch ganz abschliesst, je nachdem er durch ein Handrad mittels Schraube gestellt wird. Dabei bleibt die Winkelstellung des Einlaufes immer dieselbe, während sie sich z. B. bei den Schiebern der Tangentialräder mit jeder Stellung ändert. Der Ausguss des Wassers aus

dem Laufrade findet in einen weiten Mantel statt, welcher keinen Wasserverlust zulässt.

Das Laufrad, das mit ungefähr 60 eingegossenen Schaufeln versehen, ist aussen bis zur doppelten Breite des Einlaufes erweitert und sitzt frei auf der rückwärts zweimal gelagerten Axe, welche am Hinterlager eine Riemenscheibe von etwa 125 Mm. Durchmesser trägt, von welcher die Kraft abgenommen werden kann. Diese kleinen Motoren sind sehr sorgfältig und elegant ausgeführt.

Der Motor Nr. 1 mit einer Triebrolle von 160 Mm. Durchmesser und 80 Mm. Breite kostet 450 Frs.; der Motor Nr. 2 mit einer Triebrolle von 250 Mm. Durchmesser und 120 Mm. Breite kostet 750 Frs.

Die folgende Tabelle giebt für beide Grössen des Motors die auf deren Leistungsvermögen bezüglichen Data:

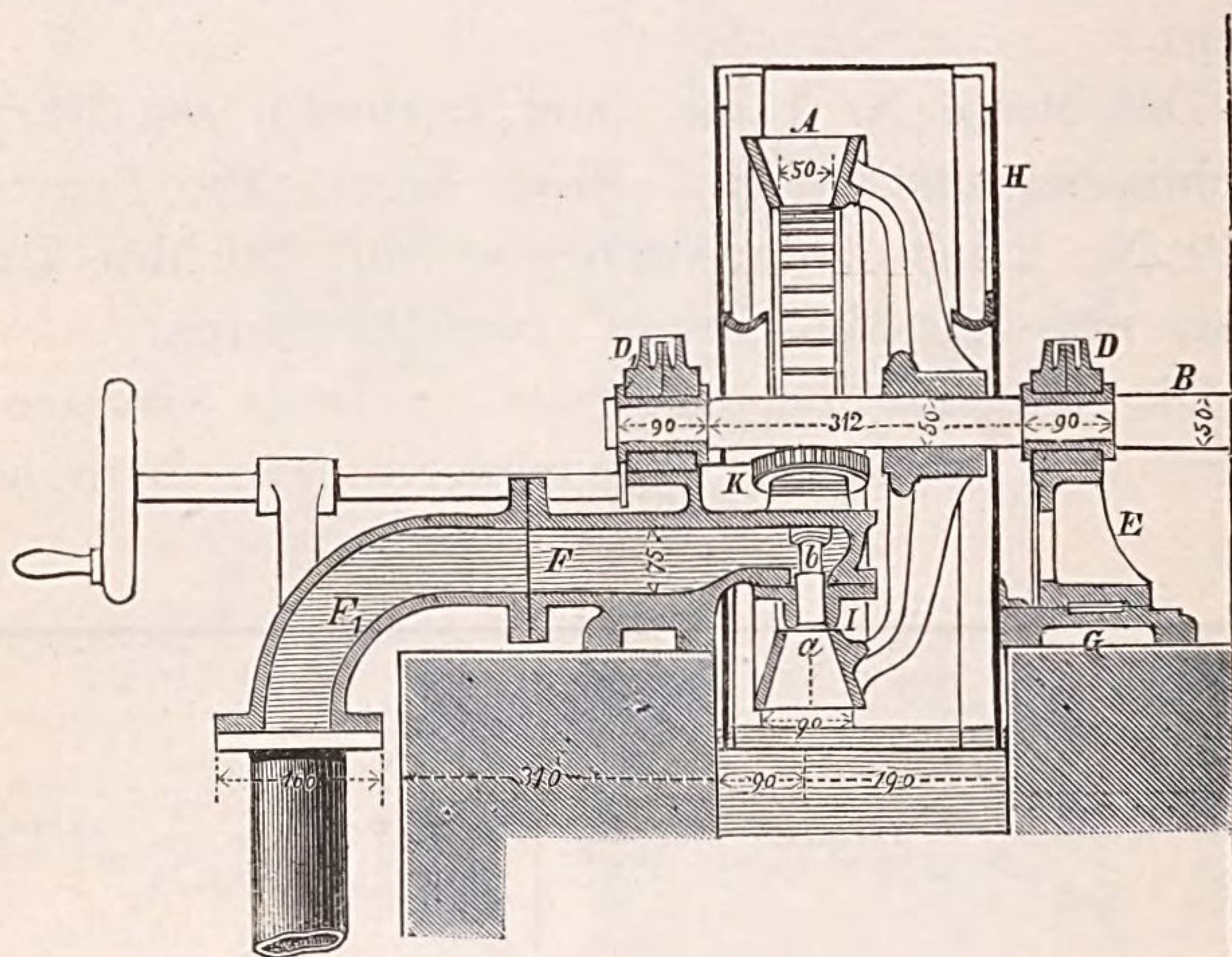
Netto Druck- höhe in Mtr.	Motor Nr. 1			Motor Nr 2		
	Wassercons. pro Secunde in Litern im Maximum	Effectiv- kraft in Pferden à 75 Kg.-M	Um- drehungen pr. Minute	Wassercons. pro Secunde in Litern im Maximum	Effectiv- kraft in Pferden à 75 Kg.-M.	Um- drehungen pro Minute
5	—	—	—	7,50	0,35	170
10	3,75	0,35	400	10,60	1,00	240
15	4,65	0,65	490	13,00	1,80	295
20	5,35	1,00	570	15,00	2,80	340
25	6,00	1,40	640	16,80	3,92	385
30	6,50	1,80	700	18,40	5,15	420
35	7,10	2,32	750	19,90	6,50	450
40	7,50	2,80	800	21,25	7,94	480
45	8,00	3,36	850	22,50	9,46	510
50	8,50	4,90	900	23,75	11,10	540

Der Nutzeffect bleibt vom Maximum der Wassermenge bis auf $\frac{1}{4}$ derselben nahezu constant.

Sehr beachtenswerth sind auch die kleinen Hochdruckturbinen der Firma Th. Bell & Comp. zu Kriens in der Schweiz.

Die in Fig. 27 und 28 abgebildete Partialturbine ist für Leistungen von $\frac{1}{2}$ bis zu 3 Pferdekraften bestimmt.

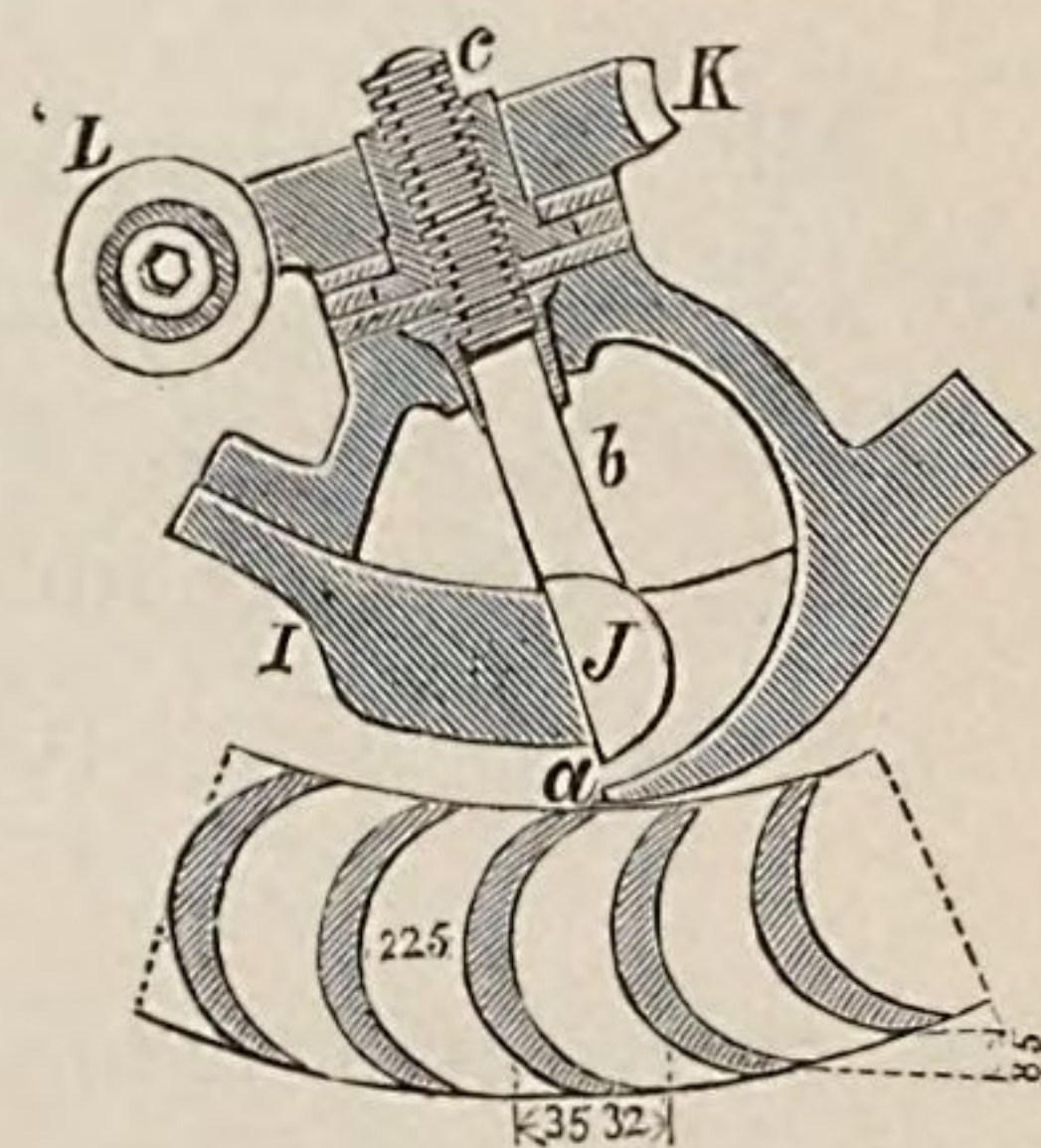
Fig. 27.



Nach diesem Modell werden zwei verschiedene Typen gebaut; der kleinere Typus ist in den Abbildungen dargestellt; der grössere entwickelt eine Leistung von 3 bis 10 Pferdekraften; beide sind für 56 bis 120 Mtr. Druckhöhe eingerichtet. Fig. 27 zeigt den Motor im Verticaldurchschnitt; Fig. 28 zeigt den Einlauf mit einem Theil des Schaufelkranzes nach grösserem Massstabe. Das rotirende Rad *A* und seine Speichen *A'* sitzen fest auf

der Welle B , welche in den Lagern D , D^1 ruht, von denen das erstere fest auf dem Ständer E und das zweite auf einem Träger E sitzt, der einen Theil des Leitungsrohres F bildet, durch welches das Druckwasser der Turbine zugeführt wird. Diese verschiedenen Stücke sind auf der Bettplatte G befestigt, mit welcher auch das Gehäuse H verbunden ist. In solchen Fällen, wo das zuströmende Wasservolumen sehr klein ist, wird der Einlaufapparat nach der in Fig. 28 illustirten einfachen Anordnung hergestellt. Der Einlaufapparat besteht hier aus einem einfachen Hohlraum, der mit einer Oeffnung a versehen ist, welche durch den Schützen I geschlossen werden kann. Dieser Schützen ist mit einer Stange b verbunden, welche am oberen Theile mit einem Gewinde versehen ist, worauf die Mutter c sitzt, welche das Schraubengetriebe K trägt; dieses Getriebe greift in die endlose Schraube L ein, auf deren nach aussen verlängerter Axe ein Handrad sitzt. Mittels dieser Vorrichtung kann der Schützen leicht beliebig eingestellt werden.

Fig. 28.



Das Laufrad A ist seitlich mit Speichen versehen; das Ganze besteht aus Gusseisen oder — was besser ist — aus Bronze. Die Welle B wird in ihrer Verlängerung nach rechts noch durch ein drittes Lager getragen. Das Wasser fließt durch das Rohr F zu. Das Rad hat 570 Mm. Durchmesser und ist mit 50 Schaufeln

versehen. Bei einer Gefällshöhe von 100 Mtr. ist seine Rotations-Geschwindigkeit 500 bis 550 Umdrehungen pro Minute.

Die nach diesem Modell gebaute grössere Turbine von 3 bis 10 Pferdekraften hat einen Durchmesser von 750 Mm. und ist mit 70 Schaufeln versehen.

Die folgenden Formeln geben die bezüglichen Data für die kleinere Turbine an.

Die Einfluss-Geschwindigkeit, welche einer Druckhöhe von 100 Mtr. entspricht, ist bestimmt durch die Formel:

$$V = \sqrt{19,62 \cdot 100} = 44,29 \text{ Mtr.}$$

Mit dieser Geschwindigkeit mit einer Einlauföffnung von 125 Q.-Mm. beträgt die Einflussmenge:

$$0,000125 \text{ Q.-Mtr.} \times 44,29 \text{ Mtr.} \times 0,8 = 0,004429 \text{ Kbm.}$$

Die entsprechende Kraftleistung ist gleich:

$$\frac{4,429 \text{ K} \times 100 \text{ m}}{75} = 5,9 \text{ Pferdestärken,}$$

was einer effectiven Leistung von ungefähr 3 Pferdestärken entspricht.

Bei einer Umdrehungs-Geschwindigkeit von 550 Touren pro Minute wird die Geschwindigkeit am inneren Umfange des Rades, dessen innerer Durchmesser gleich 0,42 Mtr. und dessen innerer Umfang demnach 1,32 Mtr. ist, sein:

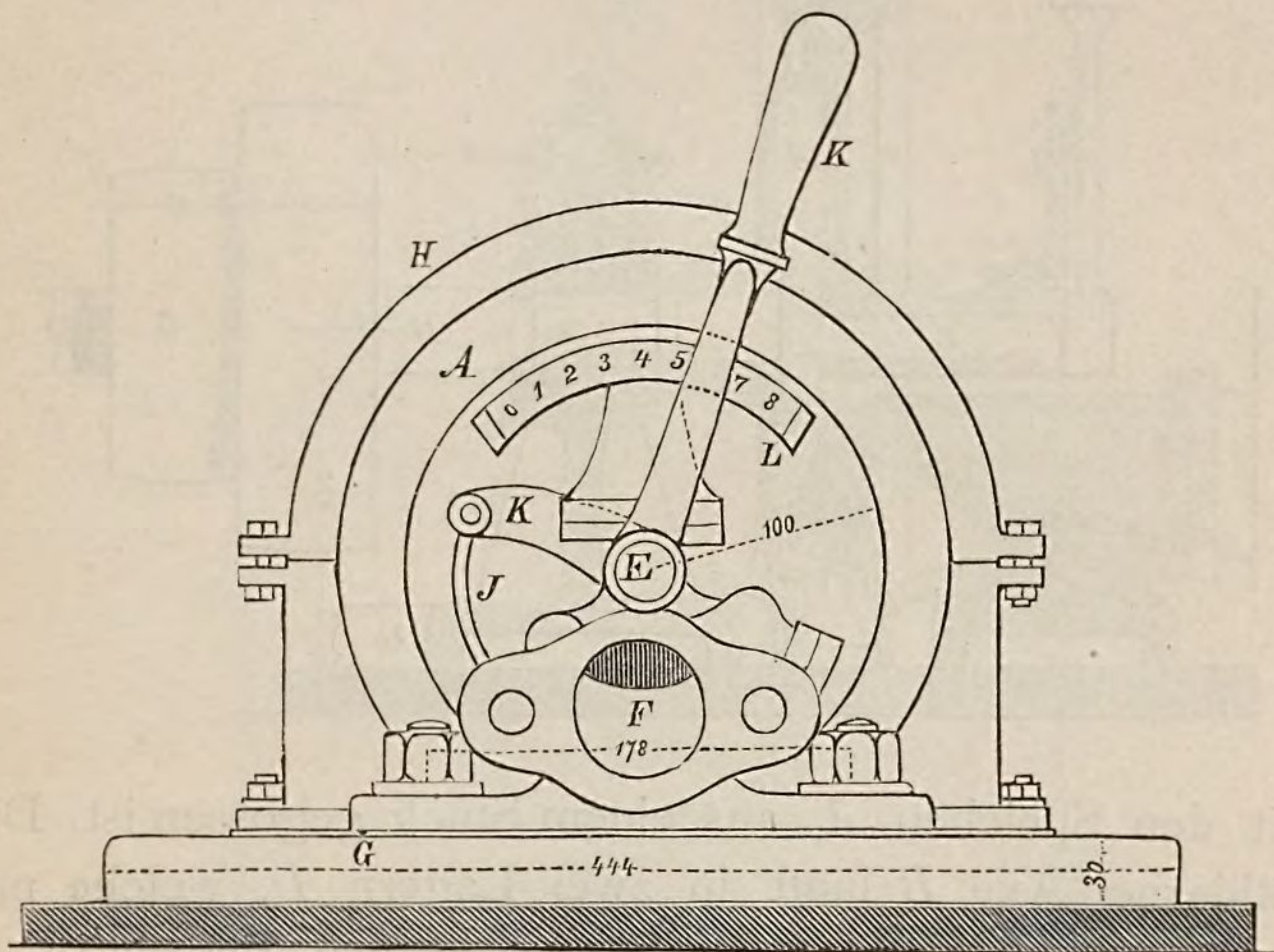
$$v = \frac{1,32 \times 550}{60} = 12,10 \text{ Mtr.}$$

Hieraus folgt, dass das Verhältniss zwischen dieser Geschwindigkeit und derjenigen des einflussenden Wassers ist:

$$\frac{v}{V} = \frac{12,10}{44,29} = 0,29.$$

In Fig. 29 bis 31 ist eine Turbine der Firma Bell & Comp. dargestellt, welche ein Leistungsvermögen von $\frac{1}{3}$ bis 1 Pferdestärke besitzt. Es ist dies die kleinste Art von Turbinen, welche noch mit Nutzen in Anwendung zu bringen ist; dieselbe ist für Druckhöhen von 20 bis 30 Mtr. zu benutzen, und es musste in diesem

Fig. 29.

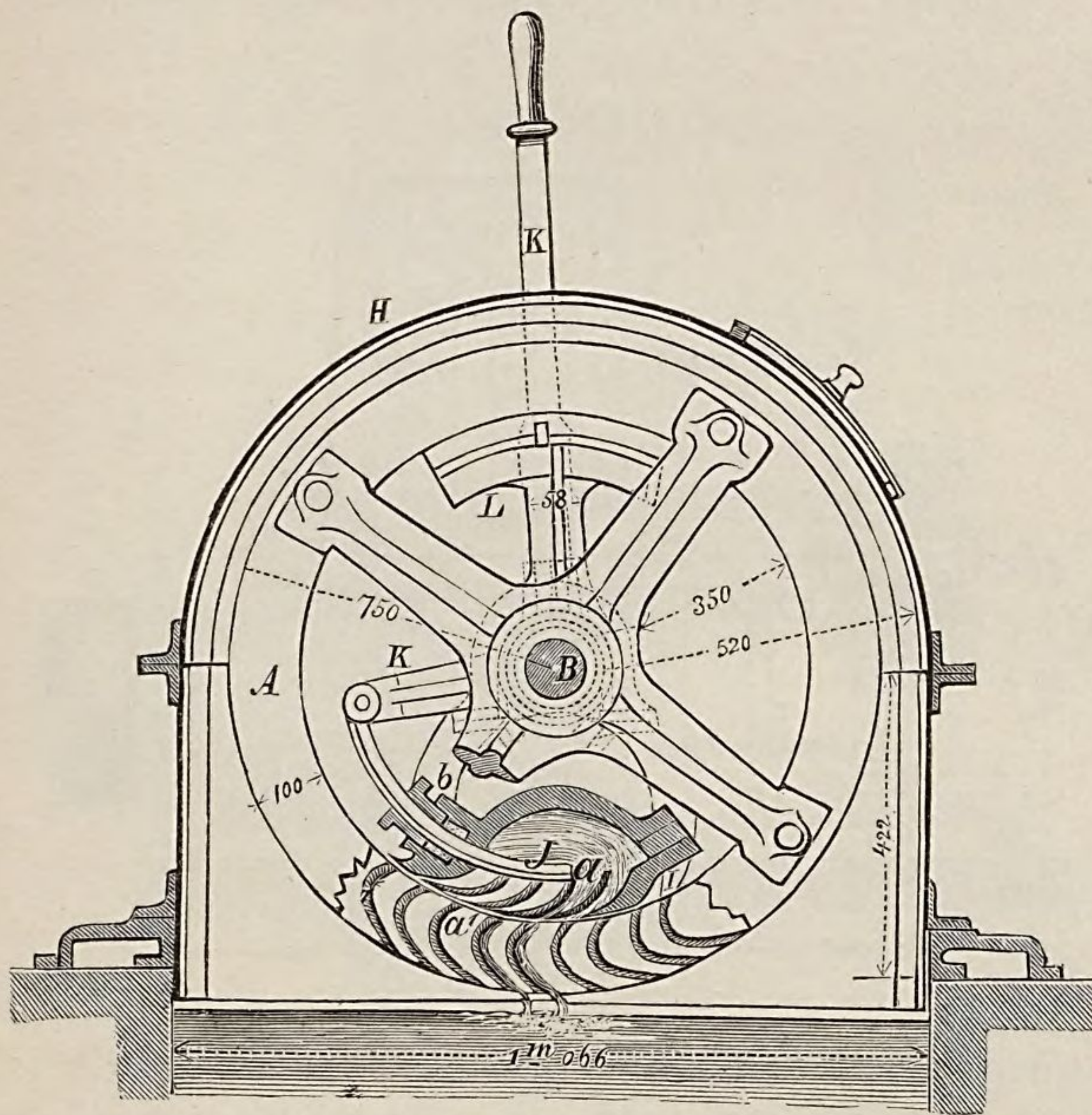


Falle ein Vertheiler (das Register) mit mehreren Oeffnungen angewendet werden, um die nöthige Einflussmenge zu erhalten.

Fig. 29 zeigt die äussere Ansicht der Turbine von der Seite des Regulirhebels aus, mit welchem sich das Register einstellen lässt; Fig. 30 ist der verticale Längsdurchschnitt der Turbine, und Fig. 31 zeigt einen Theil des Registers mit den Leitschaufeln, sowie einen Theil des Laufradkranzes.

öffnungen α versehen ist, deren Weite mittels eines Sectors J regulirt werden kann, indem der letztere Sector mit dem gekrümmten Arme K verbunden ist, welcher auf der Axe E sitzt. Am Ende der Axe E ist der

Fig. 32.

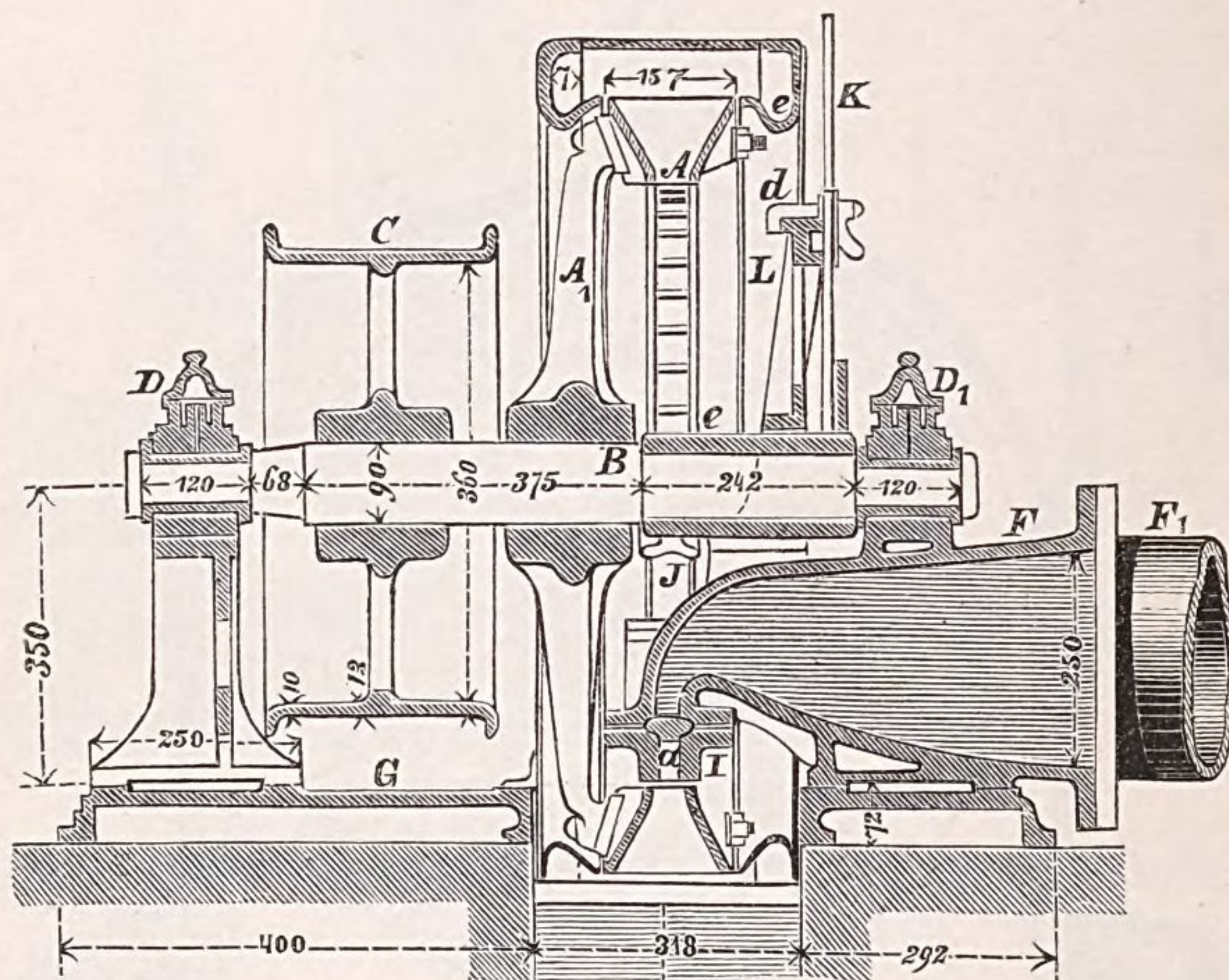


Handhebel K_1 befestigt, womit das Register beliebig eingestellt werden kann, zu welchem Zwecke neben dem Hebel eine Scala L angebracht ist. Die Axe E dreht sich in einem Lager, welches am Leitungsrohre F angegossen ist. Der kleine Motor ist von einem Bronzegehäuse H umgeben, dessen Querschnitt Fig. 30 zeigt. Der innere Durchmesser der Turbine beträgt 200 Mm.

und der äussere Durchmesser 260 Mm.; die innere Breite des beweglichen Kranzes ist 6 Mm., während die äussere Breite an den Ausgussmündungen der Schaufeln 30 Mm. beträgt.

Schliesslich ist in Fig. 32 bis 34 noch eine Turbine von 30 Pferdestärken dargestellt, welche ebenfalls von

Fig. 33.



der Firma Bell & Comp. gebaut wird. Fig. 32 zeigt den Querschnitt, Fig. 33 den verticalen Längsdurchschnitt und Fig. 34 den Durchschnitt einer Schaufelzelle des Laufradkranzes nebst dem damit verbundenen Radarm.

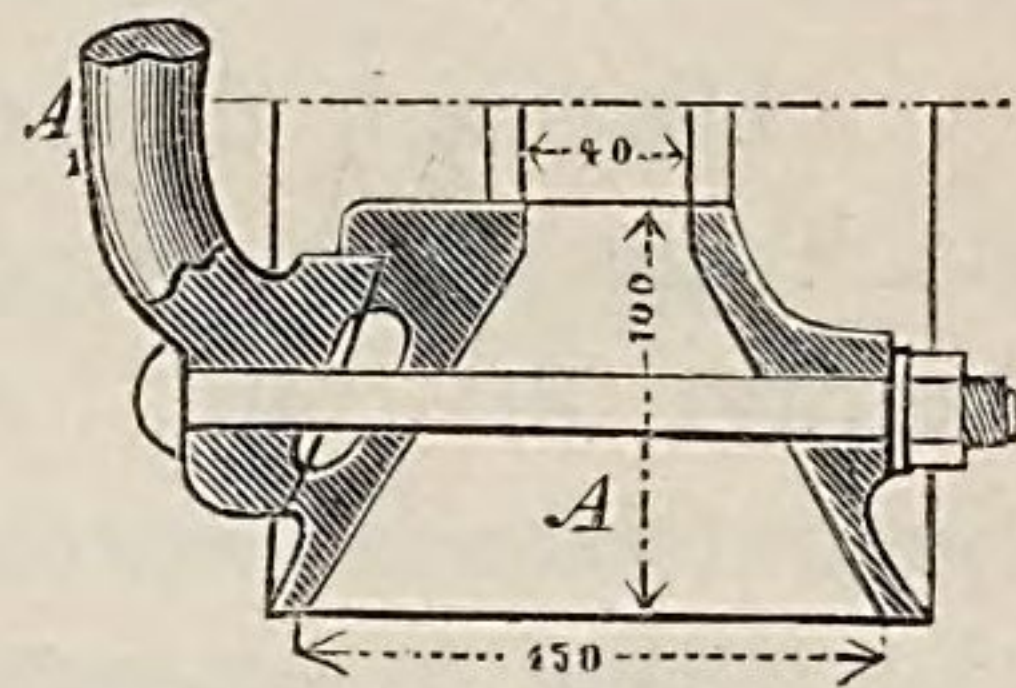
Der Motor besteht aus einem Laufrade A mit Schaufeln a_1 ; dieses Rad sitzt auf einer horizontalen Welle B , welche ausserdem noch die breite Riemenscheibe C trägt, über welche der Treibriemen läuft. Die Welle dreht sich in zwei Lagern D und D_1 ; eines dieser

Lager bildet mit dem Einlaufrohr F ein Ganzes. Die verschiedenen Theile sind auf der Bettplatte G befestigt, welche auch das die Turbine umgebende Gehäuse trägt.

Das hier angewandte System des partiellen Wassereinlaufes in den Laufradkranz ist für grosse Gefälle und kleine Zuflussmengen ganz besonders geeignet. Wollte man in diesem Falle Turbinen mit vollgefülltem Laufradkranze anwenden, so würde man Räder von sehr geringem Durchmesser nehmen müssen und daher ganz unzulässig hohe Tourenzahlen erhalten. Bei der hier in Anwendung gebrachten partiellen Füllung ist es möglich geworden, ein Rad von entsprechend grösserem Durchmesser zu benutzen; aber trotzdem ist die Umlaufs-Geschwindigkeit noch eine so grosse, dass ein Rad von kleinerem Durchmesser gar nicht zu gebrauchen wäre. Das Leitungsrohr F_1 ist mit dem Einlaufrohr F verbunden, welches letztere mit seinem stark zusammengezogenen Ende in den inneren Umfang des Laufrades A einmündet. An dieser Mündung ist das Einlaufrohr nach der Richtung des Radumfanges breit gezogen, wie aus Fig. 33 ersichtlich ist, um die vier Leitschaufeln aufzunehmen und somit fünf Einlaufzellen zu bilden, welche ebensovielen Laufradzellen entsprechen; diese Einlaufzellen sind in einem Gusseisenstück I angebracht, welches sich an den inneren Radumfang dicht anschmiegt und mit der Mündung des Einlaufrohres verbunden ist.

Die Vorrichtung zum Zulassen des Wassers in die Turbine und zur Abschätzung derselben besteht aus einer

Fig. 34.



bogenförmig gekrümmten Schiene J , welche das Register bildet, und welche durch eine Stopfbüchse b in die Mündung des Einlaufrohres hineingeht. Dieses Register wird durch den Hebel K bewegt, welcher mit einer Hülse c verbunden ist, die sich auf der Turbinenaxe drehen lässt. Der Hebel K bewegt sich über einen Sector L , der mit einer Scala versehen ist, welche den Oeffnungen α entspricht und gestattet, das Register mit Bezug auf diese Oeffnungen so einzustellen, dass das Wasser durch eine grössere oder geringere Zahl derselben in das Laufrad einströmt. Der Hebel wird in seiner Stellung mittels eines hakenförmig gekrümmten Bolzens d und einer Flügelmutter befestigt.

Die nach dem Girardsystem construirte Turbine hat nach aussen erweiterte Zellen; die innere Weite derselben beträgt 40 Mm., die äussere Weite 140 Mm. Der Schaufelkranz besteht aus Bronze, die Radarme sind aus Gusseisen hergestellt. Die Weite der Leitzellen ist an der Einmündungsseite des Laufradkranzes 11 Mm., oberhalb 30 Mm. Die Zahl der Zellen des Laufrades beträgt vierundvierzig. Das Gehäuse H bildet zu beiden Seiten des äusseren Radumfanges Wasserrinnen e , um das vom Rade ausgeworfene Wasser aufzunehmen und dasselbe ungestört abzuführen.

Diese Turbine eignet sich für Druckhöhen von 40 bis 80 Mtr., und bei Wirkung des letzteren Gefälles kann das Einlaufwasser bis auf 50 Liter pro Secunde für die Maximalleistung gesteigert werden. Eine Druckhöhe von 80 Mtr. entspricht einer Einströmungs-Geschwindigkeit des Wassers $V = \sqrt{19,62 \times 80} = 39,61$ Mtr.

Die fünf Vertheilungsöffnungen repräsentiren zusammen einen Querschnitt von $0,00033 \times 5 = 0,00165$ Qu.-Mtr. Hieraus folgt, dass das totale Einströmungsquantum bei 80% sich steigern wird auf:

$$0,00165 \times 39,61 \times 0,8 = 0,052285 \text{ Kbm.}$$

Die entsprechende Kraftleistung beträgt $52,3 \times 80 = 4178$ Mtr.-Kg., was etwa 56 Pferdestärken theoretischer oder 28 bis 30 Pferdestärken effectiver oder nutzbarer Kraftleistung entspricht.

Für die Rad-Geschwindigkeit ist durchschnittlich ein Drittel der Einfluss-Geschwindigkeit angenommen. Da nun der innere Durchmesser der Turbine 0,7 Mtr. beträgt, so bestimmt sich die Rotations-Geschwindigkeit n folgendermassen:

$$n = \frac{13,2 \times 60}{2,199} = 360 \text{ Touren per Minute.}$$

In Amerika, das an mächtigen Wasserläufen reich ist, haben die Turbinen die ausgedehnteste Anwendung gefunden, und gestützt hierauf hat der amerikanische Turbinenbau sich in eigenartiger Weise entwickelt.*) Dem amerikanischen Industriellen ist Billigkeit eine Hauptbedingung; ein zweiter, fast ebenso wichtiger Gesichtspunkt, der im ganzen amerikanischen Maschinenbau sich vertreten findet, ist die Einfachheit, durch welche kostspielige und zeitraubende Reparaturen vermieden werden. In der That muss man den amerikanischen Turbinen das Zeugniss ausstellen, dass dieselben sinnreich angeordnet, einfach und billig sind, worin auch der Grund liegt, dass die Turbine in Amerika eine viel verbreitetere Anwendung als in Deutsch-

*) Ueber amerikanische Turbinen, von Ingenieur Otto Schrott in Rochester, N. Y.: Dingler's Polytechnisches Journal, Band 225.

land gefunden hat und die althergebrachten Wasserräder fast gar nicht mehr aufgestellt werden. Hiermit hat dieses Land auch mit dem Vorurtheil gebrochen, dass Turbinen nur in Wasser, welches nicht durch angeschwemmte Holzstücke und Steine verunreinigt ist, verwendet werden können, da sonst die Gefahr eines Bruches zu gross wäre, indem durch sorgfältig angeordnete Rechen, welche oft gereinigt werden, und von denen Amerika mehrere eigene patentirte Constructionen besitzt, die Anzahl der Brüche, welche sich meist nur auf die Schaufeln des Leitapparates erstrecken, sehr gering ist und überdies in solchen Fällen die Reparatur des aussen liegenden Leitapparates nicht schwer fällt.

Es werden in Amerika fast ausschliesslich Turbinen mit aussen liegendem Leitapparate angewendet, gleichgiltig, ob das eigentliche Turbinenrad für einen vertical nach abwärts gerichteten oder horizontalen (centralen) Durchfluss des Wassers bestimmt ist. Mit Bezug auf die Regulierungsweise kann man zwei Classen der amerikanischen Turbinen unterscheiden: 1. Turbinen, bei denen durch die Regulirung der Einlaufwinkel des Wassers ungeändert bleibt, welche also entweder durch Hebung einer ausserhalb des Leitapparates oder zwischen Leitapparat und Rad liegenden Cylinderschütze, oder durch Verdrehen einer Spaltenschütze oder ähnliche Mechanismen regulirt werden; 2. Turbinen, bei denen durch die Regulirung der Einlaufwinkel des Wassers geändert, d. h. unrichtig wird. Zu diesen gehören die sogenannten Flügelsysteme, deren Leitapparat aus einzelnen um Scharniere drehbaren Flügeln besteht. Diese Flügelsysteme erfreuen sich in Amerika grosser Verbreitung, obwohl dieselben bei der

Regulirung den Nutzeffect bedeutend herabziehen. Die für amerikanische Verhältnisse vielleicht sehr gut geeigneten Turbinen dürften in Europa, wo man meistens auf die möglichst vollständige Ausnutzung der Wasser angewiesen ist, kaum Verwendung finden, weshalb wir auch nicht näher auf deren Construction eingehen, zumal die besten Constructionen im Vergleich zu den in Europa gebräuchlichen kaum Originalität besitzen.

Von Wichtigkeit für die Ausnutzung von Gefällen, welche unter dem nachtheiligen Einflusse des Stauwassers stehen, sind die Vorrichtungen, welche ein Verstellen der Turbine gestatten. Eine derartige Turbine nach der patentirten Construction des Ingenieurs L. Koester in Frankenthal, welche von der dortigen Kühnle'schen Maschinenfabrik ausgeführt wird, ist in Fig. 35 bis 38 auf Seite 104 dargestellt.

Die bezügliche Vorrichtung zeichnet sich durch Einfachheit aus; dieselbe besteht 1. aus einer centralen Schraubenspindel AB (Fig. 35 und 36), vermittels welcher man den ganzen Turbinenapparat je nach dem Stande des Unterwasserspiegels heben und senken kann, so dass das Laufrad über den Wasserspiegel einzustellen ist; 2. sind drei Aufhängestangen für das Leitrad und ein Verschiebungscylinder M vorhanden und ist der Turbinenapparat in dem letzteren wasserdicht verschiebbar.

Das Heben der Turbine wird in folgender Weise ausgeführt:

Mit Bezug auf Fig. 35 wird die Schraubenmutter A zuerst soweit in die Höhe gedreht, als zur Hebung der Turbine nothwendig ist; alsdann wird die Turbine mittels der Schraubenmutter B durch Anwendung eines hebel-

Fig. 35.

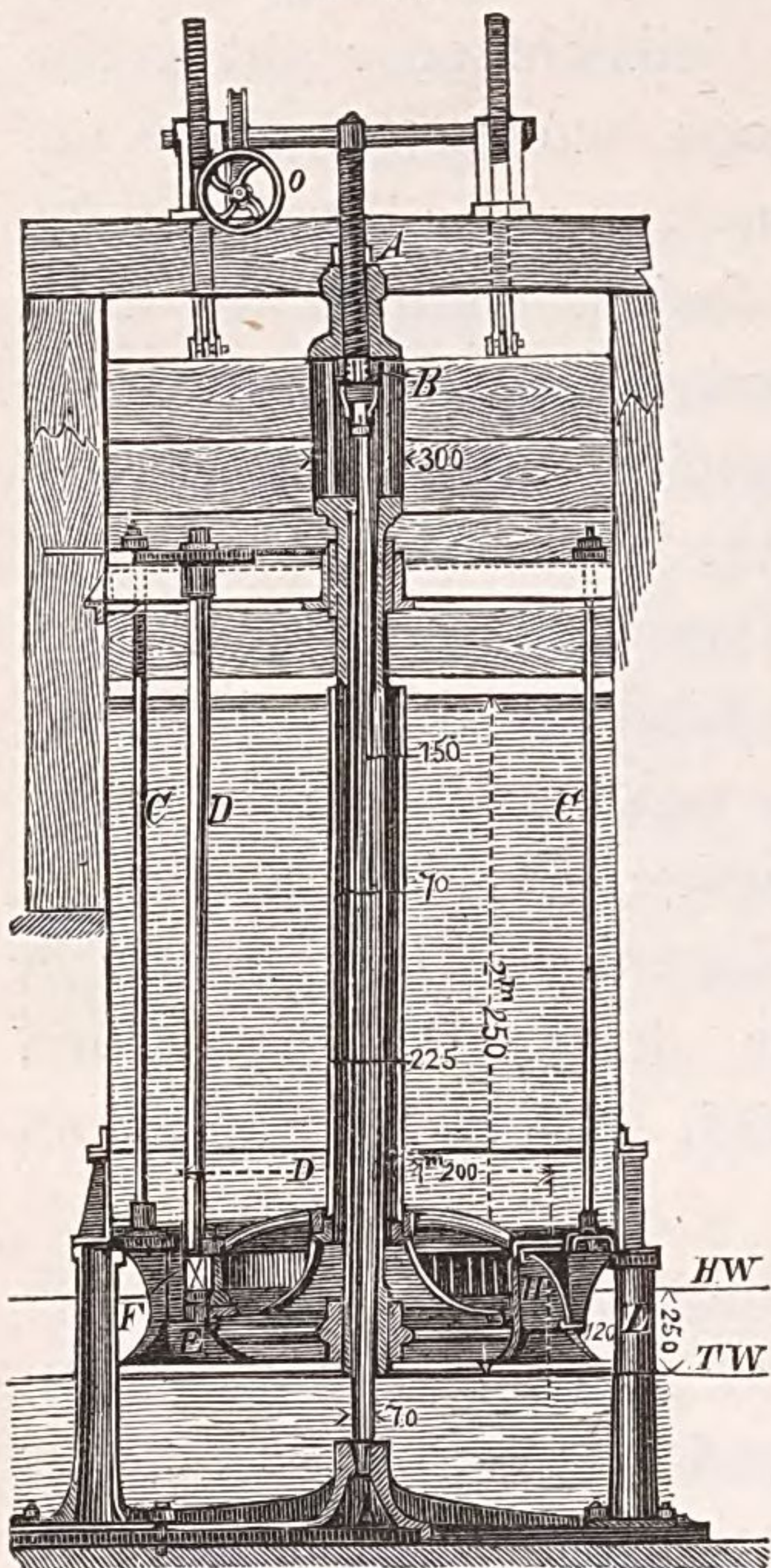


Fig. 36.

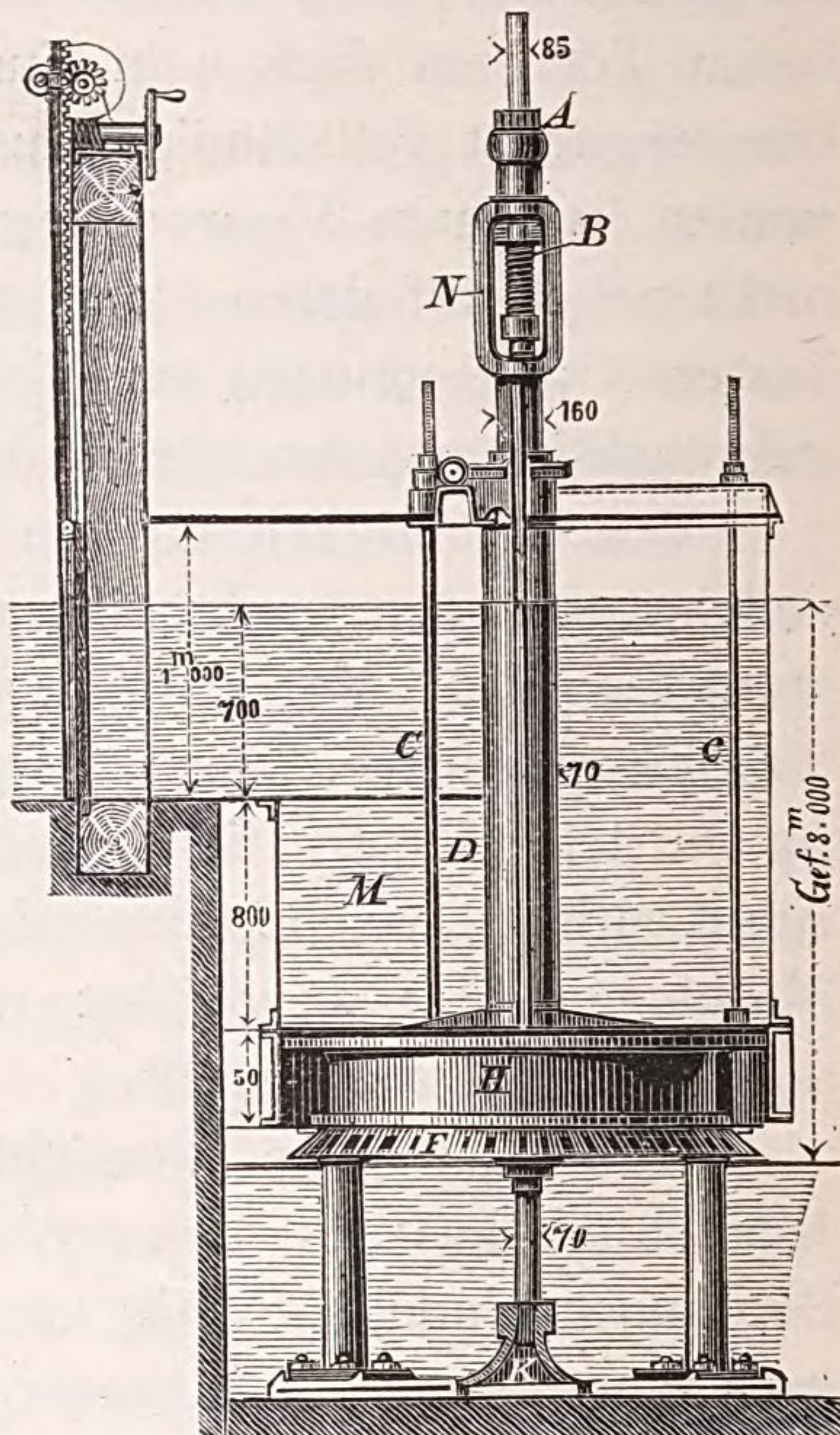


Fig. 37.

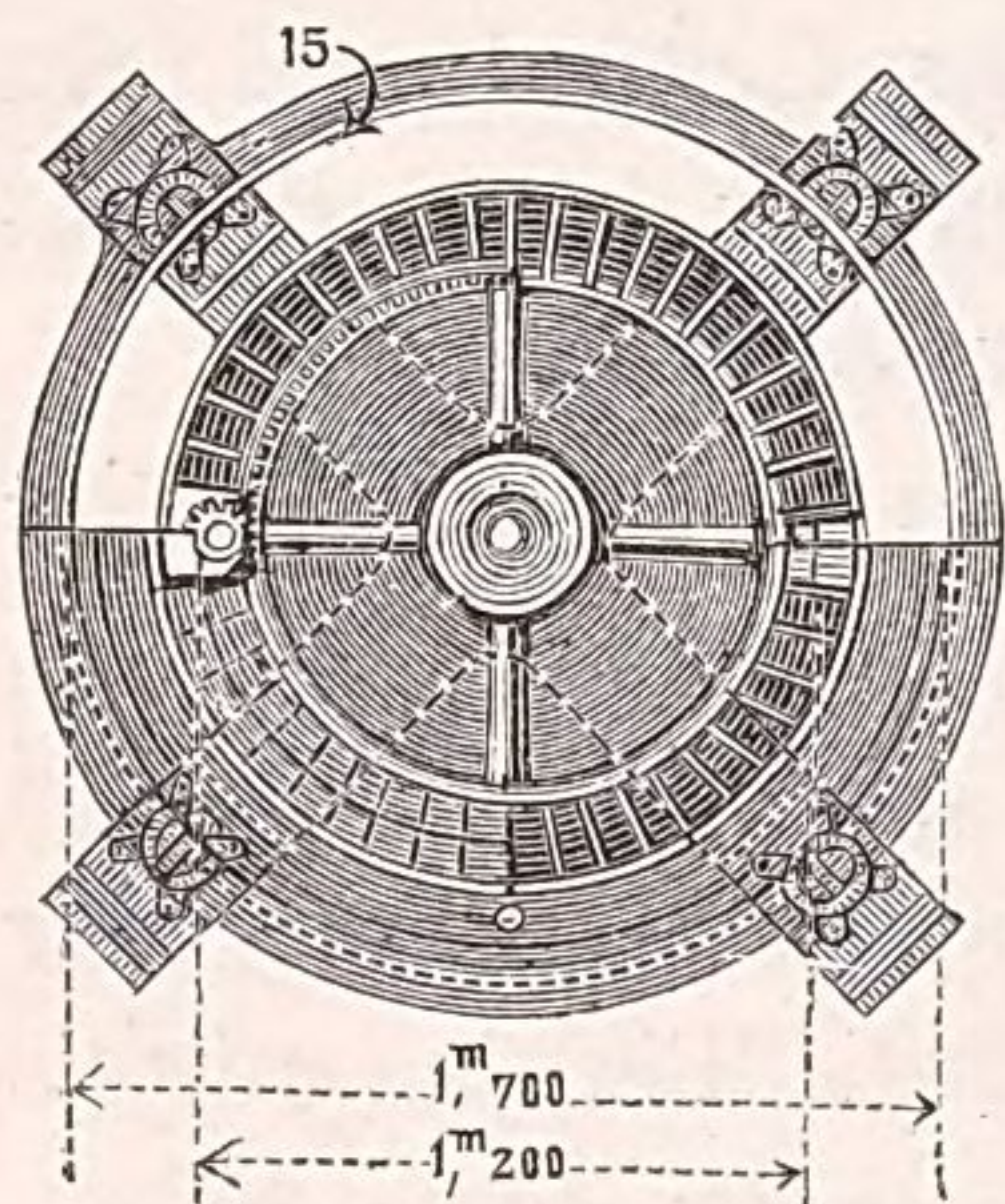
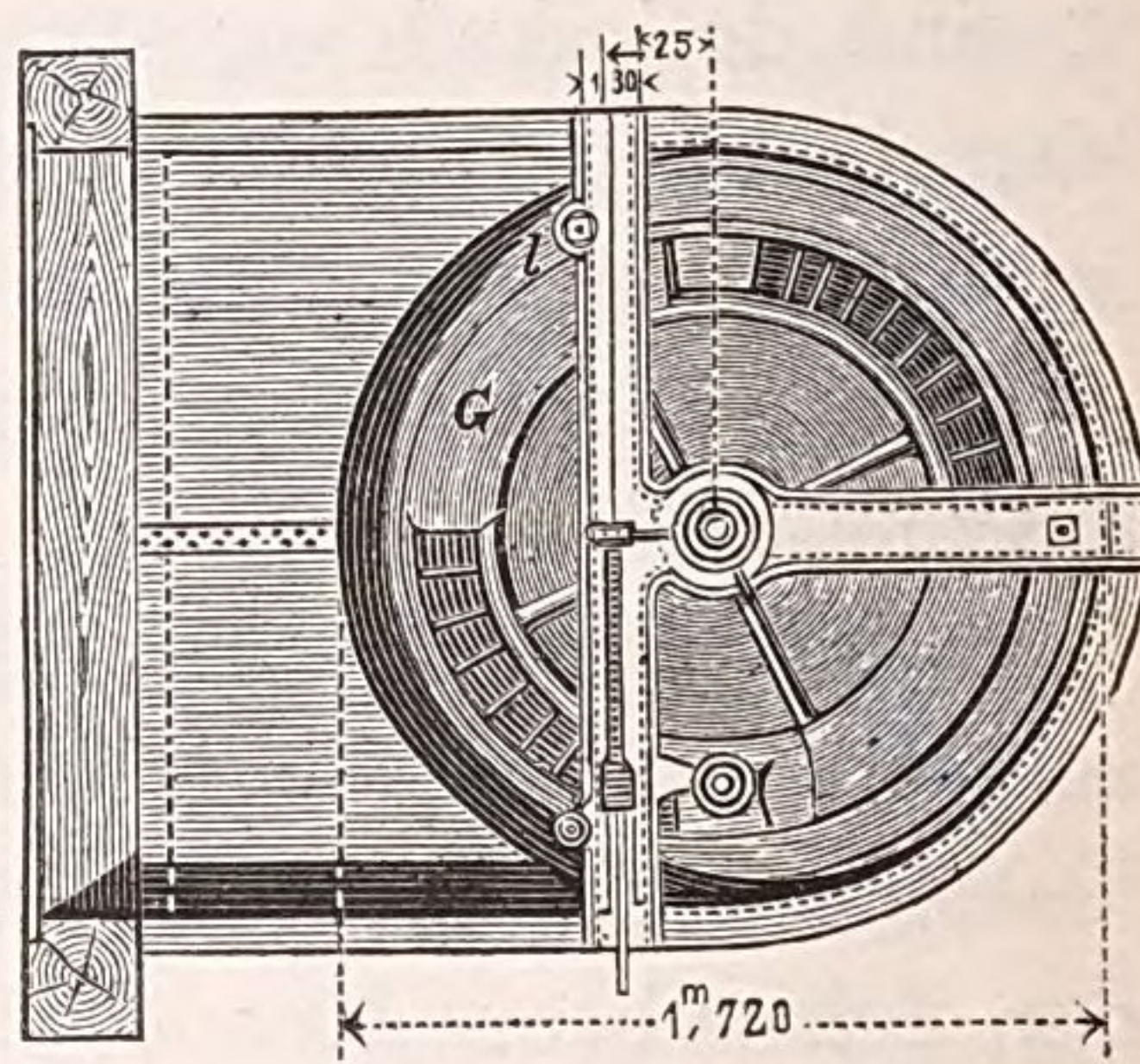


Fig. 38.



artigen Schraubenschlüssels in die Höhe geschraubt, bis das Laufrad frei über dem Unterwasserspiegel schwebt. Die Aufhängestangen *C* und die Steuerwelle *D* heben sich mit dem auf dem Laufrade liegenden Leitrade concentrisch empor. Nachdem somit die Einstellung des Turbinenapparates geschehen ist, werden die Muttern der Aufhängestangen *C* nach unten gedreht und dadurch angezogen. Da nach dieser Einstellung das Leitrad auf dem Laufrade aufliegt, so muss das letztere noch mittels der Schraubenmutter *B* um 3 bis 5 Mm. tiefer gestellt werden, so dass das Leitrad nunmehr von den Hängestangen *C* getragen wird, während das Laufrad sich frei bewegen kann.

Schliesslich werden noch die Schraubenmutter *A* und *B* festgestellt, und die Turbine ist zum Betriebe fertig.

Soll die Turbine wegen Senkung des Unterwasserspiegels niedergelassen werden, so sind die Schraubenmutter der Aufhängestangen *C* um die beabsichtigte Senkung aufwärts gedreht, so dass die Turbine durch Aufwärtsdrehung der Schraubenmutter *B* sich durch ihr Eigengewicht senken kann, bis das Leitrad frei an den Stangen *C* hängt. Nachdem der Spielraum von 3 bis 5 Mm. zwischen Laufrad und Leitrad eingestellt worden ist, kann die Turbine in Betrieb gesetzt werden.

Die Einstellung der Turbine auf den richtigen Unterwasserstand beansprucht bei 0,3 bis 0,5 Mtr. Hubhöhe ungefähr 10 bis 15 Minuten Zeit und ist sehr leicht ausführbar.

Mittels des Regulirschiebers *G* (Fig. 38) kann eine Beaufschlagung der Turbine von 0 bis 90% ausgeführt werden. Dieser Schieber wird durch die Antriebswelle *D*

und das Zahnrad F (Fig. 36) entweder mit der Hand oder automatisch durch einen Regulator bewegt. Das Zahnrad F ist verdeckt, so dass sich keine Unreinigkeiten in dessen Zähne einsetzen können.

III.

Die Dampfmaschine.

Die Bildung des Wasserdampfes. Das wirksame Princip in der Dampfmaschine ist die im Wasserdampfe aufgespeicherte Wärme, und das zu Dampf umgewandelte, d. h. durch die weitgehendste Zertheilung seiner Masse in den angenähert gasförmigen Aggregatzustand versetzte Wasser spielt dabei nur die vermittelnde Rolle, indem dasselbe als Wärmeträger auftritt.

Der Dampf im allgemeinen und der Wasserdampf im besondern ist nur als ein unvollkommenes Gas zu betrachten, wie es denn überhaupt in der Natur keine vollkommenen Gase giebt. Man ist vielmehr zu der Annahme berechtigt, die für gewöhnlich als Repräsentanten des gasförmigen Zustandes betrachteten Substanzen, die sogenannten permanenten Gase, wie solche im Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff und im Gemisch der letzteren beiden als atmosphärische Luft uns bekannt sind, als stark überhitzte Dämpfe zu betrachten, welche in ihrem Verhalten desto genauer sehr einfachen und längst bekannten Gesetzen folgen, je stärker sie überhitzt sind.

Man geht dabei von der Voraussetzung aus, dass in einer vollkommen gasigen Masse die Molecüle so

weit auseinander gedrängt worden sind, dass dieselben im Zustande der Ruhe keinerlei Wirkung, also weder Anziehung noch Abstossung auf einander ausüben können. Ein solches vollkommenes Gas müsste infolge dessen auch absolut compressibel sein, d. h. es müsste sich bis auf ein unendlich kleines Volumen zusammendrücken lassen, ohne seine Natur zu verändern. Damit das Gas in diesem Zustande der Zusammendrückung keine Expansionskraft äussere, d. h. damit zwischen dessen Molecülen keine gegenseitige Abstossungskraft zur Aeusserung komme, darf das Gas keine Wärme enthalten, d. h. es muss absolut kalt sein.

Sobald dem Gase, mag es sich nun in einem mehr oder weniger comprimierten Zustande befinden, Wärme zugeführt wird, so tritt die gegenseitige Abstossungskraft der Molecüle ein und die Expansionskraft kommt zur Geltung. Wird die Expansion, d. i. die Volumenvergrösserung des Gases bei der fortdauernden Erwärmung verhindert, so wächst dessen Spannung, mit welcher es die Volumenvergrösserung durchzusetzen sucht, mit der Temperatur nach einem gewissen Gesetz, welches aber noch nicht genau bekannt ist; jedoch giebt es gewisse empirische Regeln, um aus der Temperatur den Druck innerhalb gewisser Grenzen mit ausreichender Genauigkeit zu berechnen.

Wird Wasser in einem nicht ganz gefüllten Gefässe erwärmt, so füllt sich der zuerst nur luftgefüllte Raum über dem Wasser mit Dampf, infolge dessen wird der Druck auf die Wasserfläche allmählich grösser, und mit diesem wachsenden Drucke steigert sich auch die Temperatur des Siedepunktes. Der über dem Wasser sich

bildende Dampf, der also stets mit dem Wasser in Berührung ist und der bei der herrschenden Temperatur die Maximaldichtigkeit besitzt, wird gesättigter Wasserdampf genannt, weil der damit erfüllte Raum bei der herrschenden Temperatur und bei der von dieser Temperatur gesetzmässig abhängigen Spannung keine dampfförmigen Wassertheilchen weiter aufzunehmen vermag. Die Temperatur des gesättigten Dampfes ist daher die Minimaltemperatur, bei welcher Dampf von der vorhandenen Spannung und Dichtigkeit zu bestehen vermag.

Wird demnach die Spannung und folglich auch die Dichtigkeit des gesättigten Dampfes erhöht, so steigert sich dessen Temperatur, und der vorher gesättigte Dampf geht in überhitzten Dampf über.

Bei der Dampfbildung wird die zur Verdampfung einer Flüssigkeit dienende Wärme in verschiedenartiger Weise verbraucht.

Ein Theil dieser Wärme dient zur Temperaturerhöhung bis zu dem durch den herrschenden Druck bestimmten Siedepunkte der Flüssigkeit, wobei der aus der Flüssigkeit entweichende Dampf dieselbe Temperatur wie die Flüssigkeit hat. Ein anderer Theil der Wärme dient zur Aufhebung der zwischen den kleinsten Flüssigkeitstheilchen sich kund gebenden Cohäsionskraft, d. i. zur Verrichtung innerer Arbeit, und ein dritter Theil der Wärme dient zur Erhöhung der Spannung, wenn der sich bildende Dampf nicht frei entweichen kann.

Die Gewichtseinheit Dampf enthält also mehr Wärme, als die Temperatur anzeigt, wobei die Wärme nach der sogenannten Wärmeeinheit oder Calorie gemessen wird und man unter dieser Grösse diejenige Wärme-

menge versteht, welche zur Erwärmung eines Kilogrammes Wasser um einen Grad Celsius nöthig ist. *) Ein Kilogramm Wasser von 100° C. enthält also gerade 100 Calorien, während ein Kilogramm Dampf von derselben Temperatur neben dieser durch die Temperatur bemerkbar werdenden, sogenannten sensiblen Wärme noch eine weitere Wärmemenge enthält, die in der oben bezeichneten Weise wirksam wird und die man für gewöhnlich als latente oder gebundene Wärme bezeichnet.

Die gesammte Wärmemenge Q , welche ein Kilogramm Dampf von t Temperatur enthält, wird in Calorien nach der folgenden von Regnault aufgestellten Formel berechnet:

$$Q = 606,5 + 0,305 t.$$

Watt hielt diese Gesamtwärme des Dampfes für constant und nahm ohne Rücksicht auf die Temperatur an, dass ein Kilogramm Wasserdampf stets 650 Calorien enthalte, wovon nach dem obigen 100 Calorien auf freie Wärme und 550 Calorien auf gebundene Wärme zu rechnen sein würden. Für oberflächliche praktische Rechnungen ist diese Annahme ausreichend, während man für genauere Rechnungen sich der Regnault'schen Formel bedienen muss.

Zur angenäherten Berechnung der latenten Wärme r oder sogenannten Verdampfungswärme ist von Clausius die Formel aufgestellt worden:

$$r = 607 - 0,708 t.$$

*) Streng genommen die Erwärmung von 0° bis 1° , weil die specifische Wärme des Wassers mit der Temperatur wächst; jedoch ist dieses Wachsthum ein so geringes, dass man für gewöhnlich die obige Definition der Wärmeeinheit gelten lassen kann.

Die Eigenschaften des Wasserdampfes. — Die Eigenschaften des Wasserdampfes werden insbesondere durch zwei Gesetze charakterisirt, welche als das Mariotte'sche und das Gay-Lussac'sche Gesetz bezeichnet werden. Durch die Combination dieser beiden Gesetze ergiebt sich aber noch ein drittes wichtiges Gesetz, welches die beiden zuerst genannten in sich schliesst und daher noch von allgemeinerer Bedeutung ist, als diese.

Das Mariotte'sche Gesetz, welches ums Jahr 1715 von dem französischen Physiker Edm. Mariotte entdeckt wurde, bezieht sich auf das Verhältniss zwischen Volumen und Spannkraft, oder auch — was auf dasselbe hinauskommt — auf das Verhältniss zwischen Dichtigkeit und Spannkraft. Nach diesem Gesetze nimmt die Dichtigkeit einer Gasmenge bei gleichbleibender Temperatur direct proportional mit der Spannkraft oder Expansivkraft zu. Da nun aber die Spannkraft eines Gases direct proportional dem seiner Expansivkraft entgegenwirkenden Drucke ist, so kann man auch sagen: die Dichtigkeit einer Gasmenge ist direct proportional dem darauf wirkenden Drucke.

Im Allgemeinen lässt sich das Mariotte'sche Gesetz mathematisch folgendermassen ausdrücken: Wird ein und dieselbe Gewichtsmenge Gas einmal dem Drucke p und ein andermal dem Drucke p_1 ausgesetzt und sind die entsprechenden Volumina V und V_1 , die entsprechenden Dichtigkeiten γ und γ_1 , so bestehen die Gleichungen:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{\gamma_1}{\gamma} = \frac{p_1}{p}$$

oder auch $V\gamma = V_1\gamma_1$ und $Vp = V_1p_1$.

Hiernach sind für ein und dieselbe Gewichtsmenge Gas

die Producte aus Volumen und Dichtigkeit, oder aus Volumen und Druck einander gleich, d. h. diese Producte haben beziehentlich constante Werthe.

Das Gay-Lussac'sche Gesetz. — Dieses Gesetz bezieht sich auf das Verhältniss zwischen Temperatur und Volumen, insofern die Wärme auf die Volumenvergrösserung durch Ausdehnung hinwirkt. Nach den in dieser Beziehung angestellten Versuchen hat sich herausgestellt, dass bei gleichbleibender Dichtigkeit die Expansivkraft und bei gleichbleibender Expansivkraft das Volumen einer und derselben Gewichtsmenge Gas in gewissem Grade zunimmt. Das hierbei hervortretende Gesetz wurde nach seinem Entdecker, dem französischen Physiker Gay-Lussac, benannt.

Was die Zunahme des Volumens eines gegebenen Gasvolumens betrifft, so wächst dasselbe bei der Erwärmung vom Gefrier- bis zum Siedepunkte, d. i. von 0° bis 100° C. um $0,3665$ seines anfänglichen Werthes. Hiernach würde die Ausdehnung eines Gases für jeden Grad der hunderttheiligen Thermometerscala gleich $0,003665$ und für den Temperaturzuwachs von t° gleich $0,003665 t$ sein.

Diese Verhältnisszahl, welche als Ausdehnungscoefficient bezeichnet wird, gilt eigentlich nur für atmosphärische Luft und auch da nur mit einer gewissen Beschränkung, weil mit der Temperatur auch die Ausdehnung etwas zunimmt. Für andere Gase ist der Ausdehnungscoefficient überhaupt etwas grösser als der obige Werth, jedoch sind die Abweichungen gering. Für trockenen Wasserdampf ist derselbe Werth giltig.

Ist nun V_0 das Volumen einer gegebenen Gewichtsmenge Gas bei der Temperatur 0° und wird diese Gas-

masse um t^0 erwärmt, wobei dieselbe unter gleichbleibendem Drucke sich frei ohne Aenderung der Spannung ausdehnen kann, so nimmt diese Gasmenge nach der Erwärmung das Volumen ein:

$$V = (1 + 0,003665 t) V_0.$$

Erwärmt man dasselbe Gasvolumen V_0 unter sonst gleichen Umständen bis auf t_1 Grad, so entsteht das Volumen:

$$V_1 = (1 + 0,003665 t_1) V_0$$

und durch Division ergibt sich das Volumenverhältniss

$$\frac{V}{V_1} = \frac{1 + 0,003665 t}{1 + 0,003665 t_1}.$$

Bezeichnet man der Kürze halber den Coefficienten $0,003665$ mit α , so kann man auch schreiben:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1} = \frac{\frac{1}{\alpha} + t}{\frac{1}{\alpha} + t_1}$$

Da nun $\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{0,003665} = 273$ ist, so geht die Formel des Gay Lussac'schen Gesetzes über in

$$\frac{V}{V_1} = \frac{273 + t}{273 + t_1} = \frac{T}{T_1},$$

wobei man T und T_1 als die den gewöhnlichen Temperaturen t und t_1 entsprechenden absoluten Temperaturen bezeichnet. Diese absoluten Temperaturen sind demnach von einem Punkte der hunderttheiligen Thermometerscala berechnet, welcher 273 Grad unter dem gewöhnlichen Nullpunkte liegt. Dieser ideelle Punkt wird der absolute Nullpunkt genannt und bezeichnet den Zustand eines Gases, in welchem dasselbe aller Wärme

beraubt ist. Dieser Zustand, der ebenfalls nur ein ideeller ist, würde dann eintreten, wenn ein vollkommenes Gas bis auf ein verschwindend kleines Volumen unter Ableitung der Wärme, also ohne alle Spannungsvermehrung zusammengedrückt worden wäre. Nach dem Gay-Lussac'schen Gesetze verhalten sich also bei gleichem Drucke die Volumina eines Gases wie die absoluten Temperaturen.

Das Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz. — Dieses aus den beiden vorhergehenden Gesetzen combinirte Gesetz lehrt das Volumenverhältniss oder auch Dichtigkeitsverhältniss für irgend eine gegebene Gasmenge kennen, wenn Temperatur und Druck gleichzeitig auf die Volumenveränderung einwirken.

Ist p_0 der Druck, welchem das Volumen V_0 bei der Temperatur t_0 (Null Grad) unterworfen ist, p der Druck derselben Gewichtsmenge Gas bei t^0 und p_1 der Druck bei der Temperatur t_1^0 , so gelten die Gleichungen:

$$V = \left(1 + 0,003665 t \right) \frac{p_0}{p} V_0$$

ferner

$$V_1 = \left(1 + 0,003665 t_1 \right) \frac{p_0}{p_1} V_0$$

also

$$\frac{V}{V_1} = \frac{1 + 0,003665 t}{1 + 0,003665 t_1} \cdot \frac{p}{p_1}$$

Führt man wie vorher bei dem einfachen Gay-Lussac'schen Gesetze die absoluten Temperaturen ein, so erhält man:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{T}{T_1} \cdot \frac{p}{p_1}.$$

Da man aber auch für die Volumina die Dichtigkeiten γ und γ_1 einführen kann, so gilt auch die Gleichung

$$\frac{\gamma}{\gamma_1} = \frac{T}{T_1} \cdot \frac{p}{p_1}.$$

Das combinirte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz besagt daher: Die Volumina oder die Dichtigkeiten einer Gas- oder Dampfmenge verhalten sich wie die Producte aus den entsprechenden absoluten Temperaturen und Spannungen. Anstatt Spannungen kann man natürlich auch Drücke der Expansivkräfte sagen.

Das specifische Volumen. — Unter specifischem Volumen eines Gases oder Dampfes versteht man das Volumen von 1 Kg. der betreffenden Substanz bei irgend welcher Temperatur t und der entsprechenden Spannung p . Man bezeichnet dasselbe mit v .

Für $t_0 =$ Null Grad und $p_0 = 1$ Atmosphäre Spannung oder 10334 Kg. Druck pro Qu.-Mtr. ist demnach das specifische Volumen der atmosphärischen Luft $v_0 = \frac{1}{1,3} = 0,769$ Kb.-Mtr. Es folgt hieraus, dass das specifische Gasvolumen, beziehentlich Dampfvolumen, gleich dem umgekehrten reciproken Werthe des specifischen Gewichtes der bezüglichen Substanz ist.

Das specifische Volumen des gesättigten Wasserdampfes lässt sich für die verschiedenen Temperaturen und Spannungen nach der Formel berechnen:

$$v = 1,2425 \frac{1 + \alpha t}{\alpha},$$

worin $\alpha = 0,003665$, t die Temperatur in Graden

Celsius und a die zugehörige Spannung in Atmosphären ist.

Die aufgeführten Gesetze gelten nicht nur für überhitzte, sondern auch wenigstens angenähert für gesättigte Dämpfe, insofern dieselben trocken sind, d. h. nicht mechanisch mitgerissenes, tropfbarflüssiges Wasser mit sich führen.

Wie schon erwähnt wurde, giebt es für jede gegebene Spannung des Dampfes nur einen einzigen Sättigungszustand, während unendlich viele Ueberhitzungszustände bei ein- und derselben Spannung vorkommen können.

Für den Sättigungszustand giebt es daher eine gewisse Beziehung zwischen Spannung, Temperatur und Dichtigkeit, welche — wenn dieselbe genau bekannt wäre — es gestatten würde, aus dem gegebenen Werthe der einen dieser Grössen die beiden anderen zu berechnen.

Auf theoretischem Wege hat man diese Beziehung noch nicht ausfindig machen können, dagegen sind eine Anzahl empirischer Formeln für diese Berechnung aufgestellt worden.

Gestützt auf die von Regnault und Magnus aufgefundenen Versuchsergebnisse hat man mit Hilfe dieser Formeln sogenannte »Dampf Tabellen« berechnet, welche für die im Dampfbetriebe vorkommenden Spannungen die Temperaturen und das specifische Gewicht des Dampfes angeben.

Eine Tabelle dieser Art ist die folgende.

Tabelle für gesättigten Wasserdampf.

Spannung p in Atmosphären	Temperatur t in Graden Celsius	Specifisches Volumen v Kbm. pro Kg.	Specifisches Gewicht σ Kg. pro Kbm.	Gesamtwärme Q in Calorien pro Kg.
0,25	66,0	6,3404	0,1646	626,7
0,50	82,0	3,1705	0,3158	631,5
0,75	92,0	2,1725	0,5985	634,6
1,00	100,0	1,6494	0,6059	637,0
1,25	106,6	1,3386	0,7465	639,0
1,50	112,4	1,1258	0,8874	640,8
1,75	117,1	0,9745	1,0258	642,2
2,00	121,5	0,8588	1,1631	643,6
2,25	125,5	0,7690	1,2942	644,8
2,50	127,8	0,6961	1,4345	645,5
2,75	130,5	0,6366	1,5688	646,3
3,00	134,0	0,5864	1,7024	647,4
3,50	136,5	0,5072	1,9676	648,1
4,00	144,0	0,4474	2,2303	650,4
4,50	148,3	0,4004	2,4911	651,7
5,00	152,2	0,3626	2,7500	653,0
6,00	159,2	0,3054	3,2632	655,1
7,00	165,3	0,2642	3,7711	657,0
8,00	170,8	0,2329	4,2745	658,6
9,00	175,8	0,2085	4,7741	660,1
10,00	180,3	0,1887	5,2704	661,5
11,00	184,5	0,1725	5,7636	662,8
12,00	188,4	0,1589	6,2543	664,0

Man ersieht aus dieser Tabelle, dass die Gesamtwärme des Dampfes bei steigendem Drucke sich nur um sehr wenig vergrößert. So beträgt z. B. die Zunahme der Gesamtwärme zwischen 3 und 6 Atmosphären noch nicht ganz 1,2 Proc. Hieraus lässt sich für die Praxis des Dampfmaschinen-Betriebes die wichtige Schluss-

folgerung ziehen, dass hoch gespannter Dampf verhältnissmässig viel billiger herzustellen ist, als niedrig gespannter Dampf, und dass es am vortheilhaftesten sein wird, die Dampfmaschinen mit möglichst hoher Dampfspannung zu betreiben. Bei der geringen Wärmezunahme, welche Dampf von 6 Atmosphären Spannung im Vergleich zu Dampf von 3 Atmosphären Spannung zeigt, wird der Brennmaterial-Aufwand für den höher gespannten Dampf sich nur unmerklich erhöhen, während die Leistung der Maschine bei dem gleichen Dampfverbrauche sich fast verdoppelt. Andererseits lässt sich aber auch hoch gespannter Dampf in der Maschine durch die gesteigerte Expansionswirkung besser ausnutzen, als niedrig gespannter Dampf.

Mit Bezug auf die Dampfspannung unterscheidet man absolute und effective oder relative Spannung und versteht unter »absoluter Spannung« die Druckwirkung des Dampfes gegen einen luftleeren Raum (absolutes Vacuum), während die »effective« oder »relative Spannung« die Druckwirkung gegen die Atmosphäre bedeutet. Die absolute Spannung ist daher stets um eine Atmosphäre (1 Kg. pro Quadratcentimeter) stärker als die relative Spannung. In der obigen Tabelle sind die Spannungen selbstverständlich als absolute angegeben.

Das mechanische Aequivalent der Wärme. — Man bezeichnet mit der Wirkungsgrösse, welche man »mechanisches Aequivalent der Wärme« nennt, die Anzahl der Meter-Kilogramme, welche eine gänzlich in Arbeit umgewandelte Wärmeeinheit (Calorie) producirt, oder — was auf dasselbe hinauskommt — die Anzahl der Meter-Kilogramme, welche aufgewendet werden muss, um

eine Wärmeeinheit hervorzubringen, vorausgesetzt, dass man die Arbeit vollständig in Wärme umzusetzen vermag.

Das Princip der Gleichwerthigkeit (Aequivalenz) der mechanischen Arbeit und Wärme wurde zuerst 1845 von Mayer aufgestellt und bald darauf von Joule noch genauer formulirt. Von demselben wurde das mechanische Wärmeäquivalent mittels Reibung durch eine Reihe genauer Versuche zu 424 Meter-Kilogramm bestimmt, an welcher Zahl man auch jetzt noch festhält, ob schon man zuweilen dafür auch 425 Meter-Kilogramm annimmt.

Es gilt daher der Satz: Eine Wärmeeinheit oder Calorie ist äquivalent mit 424 Meter-Kilogramm.

Da eine Pferdestärke gleich 75 Meter-Kilogramm angenommen worden ist, so bedarf es demnach beinahe einer Arbeitsleistung von 6 Pferdestärken, um in jeder Secunde die Temperatur von 1 Liter Wasser um 1 Grad Celsius zu erhöhen. Hieraus wird ohne weiteres klar werden, dass auch die enorme Wasserkraft des Niagara-falles das herabfallende Wasser nur bis zu einer sehr geringen Temperaturdifferenz wird erwärmen können, und ferner ist daraus zu schliessen, dass bei allen Gelegenheiten, wo sich Arbeit durch Reibung, Vibrationen und Wirbelbildungen in Wärme umsetzt, schon sehr geringe Wärmeerscheinungen meist von sehr bedeutenden Wärmeverlusten begleitet sein werden.

Die Dampferzeugung. — Die Dampferzeugung beruht auf der Ausnutzung eines Verbrennungsprocesses, dessen Wärme dazu dient, aus dem, dem Dampferzeuger zugeführten Wasser in einem continuirlichen Processe Dampf von einer gewissen Spannung zu bilden.

Bei der Dampferzeugung sind also zwei Hauptpunkte ins Auge zu fassen:

1. die Ausführung des Verbrennungsprocesses in der Feuerungsanlage;

2. die Ausnutzung der Wärme zur Dampfbildung.

Was den ersten Punkt: die Ausführung des Verbrennungsprocesses anbelangt, so ist dabei darauf Rücksicht zu nehmen, dass die Heizkraft des Brennmaterialies möglichst ausgenutzt wird. Hierzu ist nöthig, dass das Brennmaterial bei möglichst hoher Temperatur vollständig verbrannt wird.

Der Verbrennungsprocess beruht darauf, dass das Brennmaterial in einem zu dem Zwecke angeordneten, mit regelmässiger Luftzuführung eingerichteten Raume, dem Verbrennungs- oder Feuerraume, nach dem Anzünden sich soweit erhitzt, dass es in gasartige Bestandtheile zersetzt und mit dem Sauerstoff der Luft in Kohlensäure und Wasserdampf umgewandelt wird. Je nachdem diese beiden Processe gleichzeitig oder von einander räumlich getrennt vor sich gehen, unterscheidet man gewöhnliche Feuerungen und Gasfeuerungen.

In der gewöhnlichen Feuerung wird das Brennmaterial auf einem Roste direct möglichst vollständig verbrannt, wobei die hierzu nöthige Luft durch den Rost Zutritt finden muss. Hierzu ist einestheils nöthig, dass der Rost der Luft den gehörigen Raum zum Durchzug darbietet und dass andererseits ein gehöriger Luftzug durch die Feuerung stattfindet.

Was zuerst den Feuerraum anbelangt, so sind dessen Form und Dimensionen einigermassen von der Beschaffenheit des Brennmaterialies und von der stündlich ver-

brauchten Brennmaterialmenge abhängig. Der Feuerraum hat in der Regel eine vierseitig kastenartige oder auch eine cylindrische Form und kann dabei durch Mauerwerk oder Metall gebildet werden; im letzteren Falle bildet er meist einen integrierenden Bestandtheil des Dampfkessels. Der Boden des Feuerraumes wird durch den Rost gebildet, unter welchem sich der Aschenfall befindet. Selbstverständlich muss der Feuerraum mit einer Oeffnung zum Einfüllen des Brennmaterials versehen sein, welche gewöhnlich durch eine Thür, zuweilen aber auch durch einen trichterartigen Rumpf geschlossen wird, in welchem das Brennmaterial angehäuft ist und durch sein Gewicht in den Feuerraum hinabrutscht oder zuweilen auch auf mechanische Weise eingeschoben oder eingeworfen wird. Die vortheilhafte Verbrennung des Brennmaterials hängt sowohl von der Form und Grösse des Feuerraumes, als auch von der Grösse des Rostes, ferner aber auch von der Art und Weise der Brennmaterial- und Luftzuführung ab.

Man unterscheidet bei einem Roste die Totalfläche R und die freie Fläche R^1 . Die letztere wird durch die Summe der in der Rostfläche nothwendig vorhandenen meist spaltenförmigen Oeffnungen gebildet, und es muss dieselbe so gross sein, dass die zur Verbrennung des auf dem Roste liegenden Brennmaterials nöthige Luft ihren Durchzug findet. Die Länge des Rostes richtet sich nach der Möglichkeit der Ausführung einer gleichmässigen Beschickung, weshalb man sich am besten mit einer Länge von 1,5 Mtr. begnügt, keinesfalls aber 1,8 Mtr. Länge überschreitet, weil sonst sehr leicht der hintere Theil des Rostes nicht gehörig mit Brennmaterial

bedeckt wird, so dass die stets den bequemsten Durchgang suchende Luft nur hinten durch den Rost in die Feuerung einströmt und der Verbrennungsprocess nicht in der gehörigen nutzbringenden Weise stattfinden kann. Die Breite des Rostes soll 1,3 Mtr. nicht überschreiten. Stellen sich die Rostdimensionen bei der auf Grund der stündlich benöthigten Brennmaterialmenge ausgeführten Rechnung grösser heraus, so hat man zwei Roste und eventuell auch zwei Dampfkessel anzulegen.

Für den gewöhnlichen Planrost und die mittlere Qualität der Steinkohlen kann man die Grösse der Totalrostfläche berechnen nach der Formel:

$$R = \frac{10 M}{H},$$

indem man mit M die stündlich zu verdampfende Wassermenge in Kilogramm, und mit H die Heizkraft des Brennmaterials in Calorien bezeichnet.

Man kann sich bei der Bestimmung der Rostfläche auch danach richten, dass man erfahrungsmässig unter Dampfkesseln pro Qu.-Mtr. Rostfläche 20 bis 150 Kg., also durchschnittlich 75 Kg. Steinkohlen verbrennen kann. Mit Berücksichtigung des relativen Werthes der verschiedenen Brennmaterialien ist also der stündliche Brennmaterialverbrauch pro Quadratmeter Rostfläche zu setzen:

Für Holz und Torf	60 bis 450 Kg.
» Braunkohle	40 » 300 »
» Steinkohle	20 » 150 »
» Coaks	20 » 150 »

Es fragt sich nun, welcher Werth innerhalb der angegebenen Grenzen der zweckmässigste ist.

Wählt man die Brennmaterialmenge pro Quadratmeter Rostfläche gross, so kann die Luft nur schwer durch den Rost hindurchdringen, weshalb man eines höheren Schornsteines bedarf, als wenn man das Brennmaterial weniger hoch aufschichtet. Wählt man die Schichthöhe geringer, so hat man den Vortheil, weniger häufig schüren zu müssen; dafür fällt aber die Rostfläche für die stündliche Verbrennung einer gewissen Brennmaterialmenge grösser aus, und der Rost kann leicht unpraktische Dimensionen erlangen.

In England pflegt man bei den durch ihre Leistungen berühmten Cornwallkesseln stündlich pro Quadratmeter Rostfläche ungefähr 40 Kg. bester Steinkohle zu verbrennen, wobei die Schichthöhe ungefähr 8 Cm. beträgt. Für die bei uns gewöhnlich verwendeten viel schlechteren Kohlen dürfte man also wohl 60 bis 70 Kg. rechnen können.

Was die zuzuführende Luftmenge anbelangt, so hat man auf Grund der gewonnenen Erfahrungen gefunden, dass pro Quadratmeter Rostfläche und Stunde an Luft zuzuführen sind:

Für Holz und Torf	10 Kg.
» Braunkohle	12 »
» Steinkohle	22 »
» Coaks	24 »

Was die Verdampfungskraft der verschiedenen Brennmaterialien anbelangt, so kann man rechnen, dass man mit 1 Kg. mittelguter Steinkohle 6,5 bis 7,5 Kg. Wasser verdampfen kann, wenn dasselbe dem Kessel mehr oder minder vorgewärmt zugeführt wird. Mit Coaks ist die Verdampfung ungefähr dieselbe, jedoch eher

etwas geringer, und mit Braunkohle beträgt sie ungefähr $\frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$ des oben angegebenen Quantum, für Holz aber $\frac{2}{5}$ und bei sehr schlechter nasser Braunkohle ungefähr eben so viel.

Zur Berechnung des Schornsteines sind die von Gustav Schmidt aufgestellten Formeln zu benutzen. Bezeichnet man mit h die Schornsteinhöhe in Meter, mit N die Anzahl der Pferdestärken unter Annahme von 25 Kg. Dampf pro stündliche Pferdestärke bei Maschinen ohne Expansion und Condensation, mit d den oberen Durchmesser des Schornsteines in Meter, so hat man:

$$h = \left(\frac{7 N}{N + 14} \right)^2$$

$$d = 0,22 + 0,1 \sqrt{N}$$

Ein solcher Schornstein reicht aus bei 160° Temperatur der abziehenden Rauchgase und bei grossen Widerständen infolge rechtwinkliger Abbiegung der Zugcanäle. Bei richtiger Anordnung der Canäle, also wesentlich verkleinertem Widerstande, genügt bei gleicher Höhe ein viel kleinerer Querschnitt, und man kann damit bis zu $0,2$ der Rostfläche R herunter gehen. Den Querschnitt der Zugcanäle um den Kessel nimmt man bei mittelhohen Schornsteinen, d. i. bis zu 20 Mtr. Schornsteinhöhe, zu $0,2$ der Rostfläche und bei höheren Schornsteinen bis zu $0,15$ der Rostfläche an.

Der erste wichtige Bestandtheil einer jeden Feuerungsanlage ist der Rost.

Der gewöhnliche Planrost besteht aus guss- oder auch schmiedeeisernen Stäben von circa 60 Cm. Länge, welche an den Enden und in der Mitte mit kurzen seit-

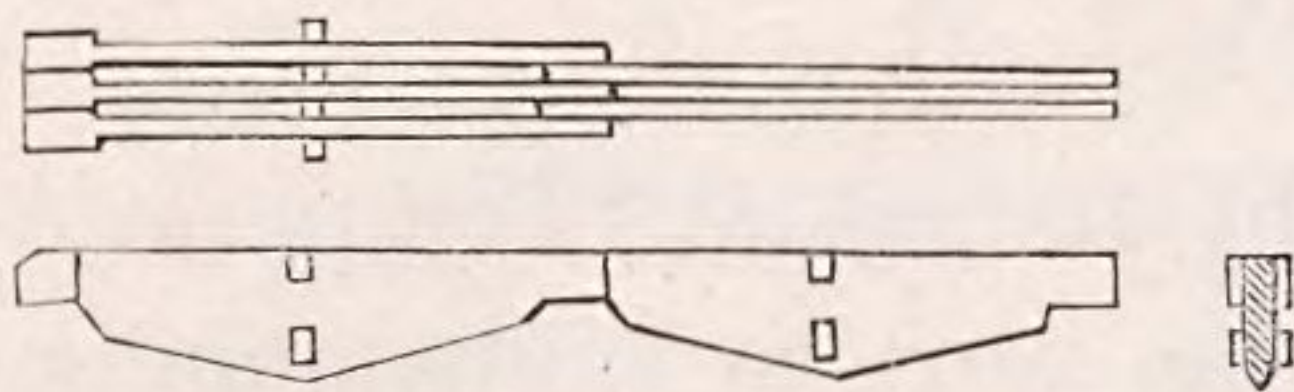
lichen Ansätzen versehen sind, um beim Aneinanderlegen die für den Luftzug erforderlichen Spalten frei zu lassen. Oberhalb bildet jeder Stab eine 1 Cm. breite Fläche und ist unten mit einer hohen schmälere Rippe versehen, um das Durchbiegen zu verhüten.

Wenn eine gute, möglichst rauchfreie Verbrennung erzielt werden soll, so erfordert der Planrost einen sehr geübten fleissigen Heizer, welcher bei thunlichst kurzer Oeffnung der Feuerthür den Rost gleichmässig bedeckt.

Als besondere Arten von Rosten sind die folgenden zu erwähnen:

1. Der Mehl'sche Klarkohlenrost (Fig. 39) dient für klare Braunkohle, Sägespäne und Lohe. Die Stäbe sind bei diesem Roste kurz (circa 35 Cm. lang) und schmal und haben ebenso schmale (4 Mm. breite)

Fig. 39.



Zwischenräume. Die hinter einander liegenden Stäbe schieben sich mit ihren Enden zwischen einander, so dass die Fugen in der Längsrichtung versetzt sind.

2. Der Treppenrost (Fig. 40 und 41) für klares, nicht backendes Brennmaterial, wobei der Uebelstand vermieden ist, dass das klare Material durch die Rostspalten unverbrannt hindurchfällt, ohne dass die Rostspalten verhältnissmässig zu eng genommen werden müssen, vielmehr beliebig weite Zwischenräume zwischen den Roststäben gewählt werden können, so dass die freie Rostfläche stark vergrössert und ein ausreichender Luftzug erhalten wird. Die totale Rostfläche ist innerhalb der für den Planrost angegebenen Grenzen zu wählen,

jedoch kann die Höhe der Brennmaterialschicht etwas grösser angenommen werden. Besonders zu berücksichtigen ist die Neigung des Treppenrostes; dieselbe hat dem Rutschwinkel des Brennmaterials zu entsprechen. Für gewöhnlich wird diese Neigung zu 33 Grad angenommen. Die schräge Länge des Rostes soll nicht unter

Fig. 40.

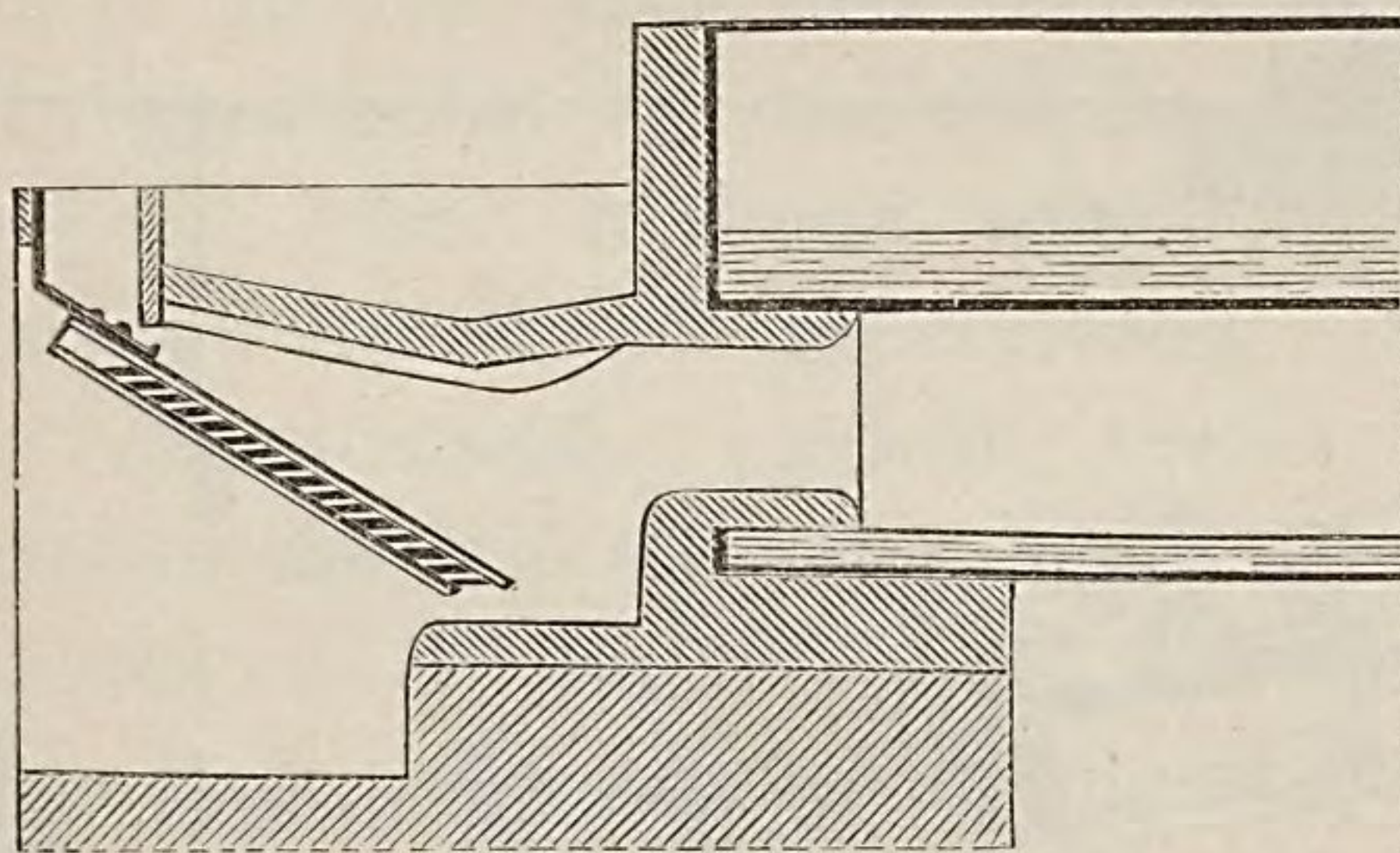
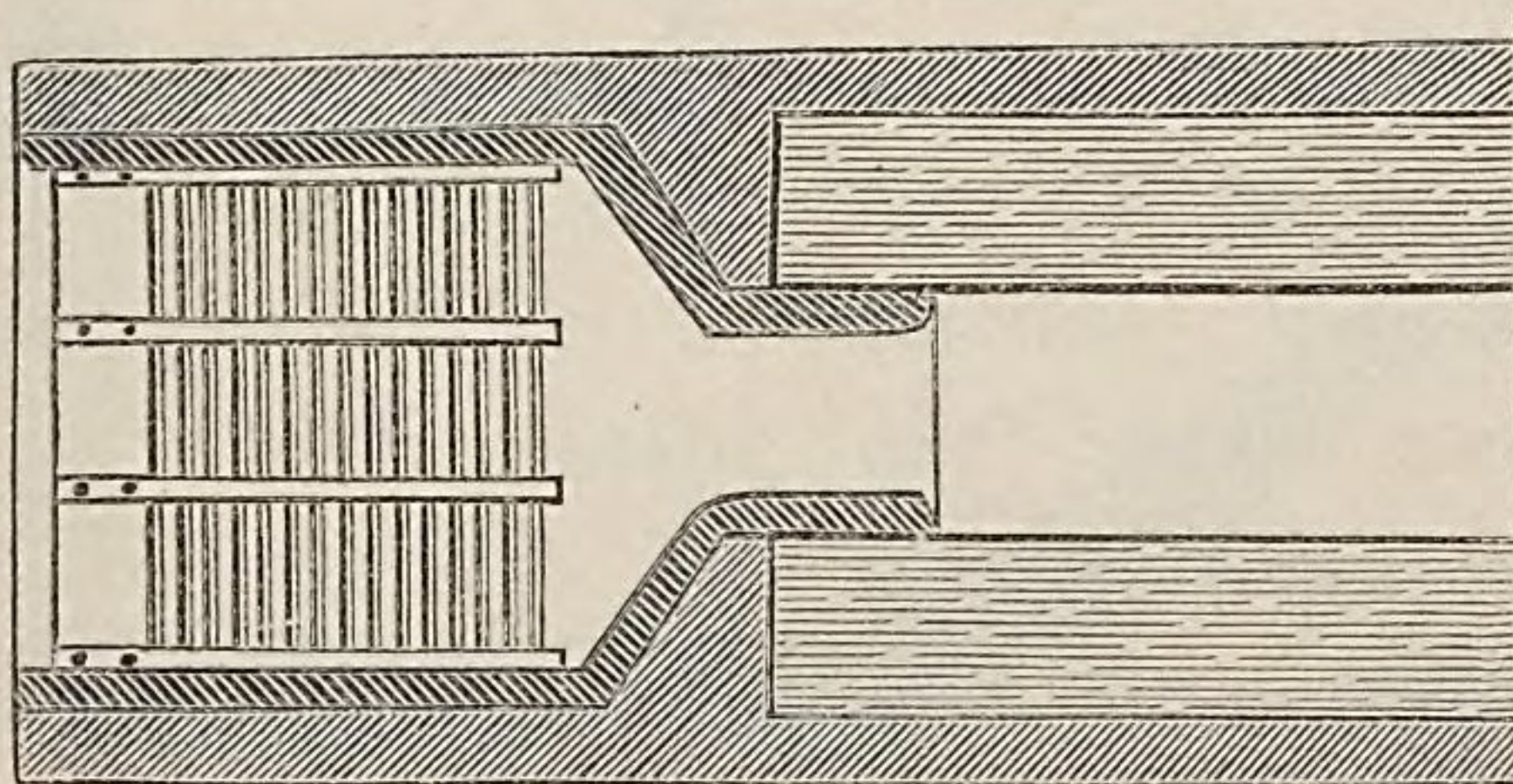


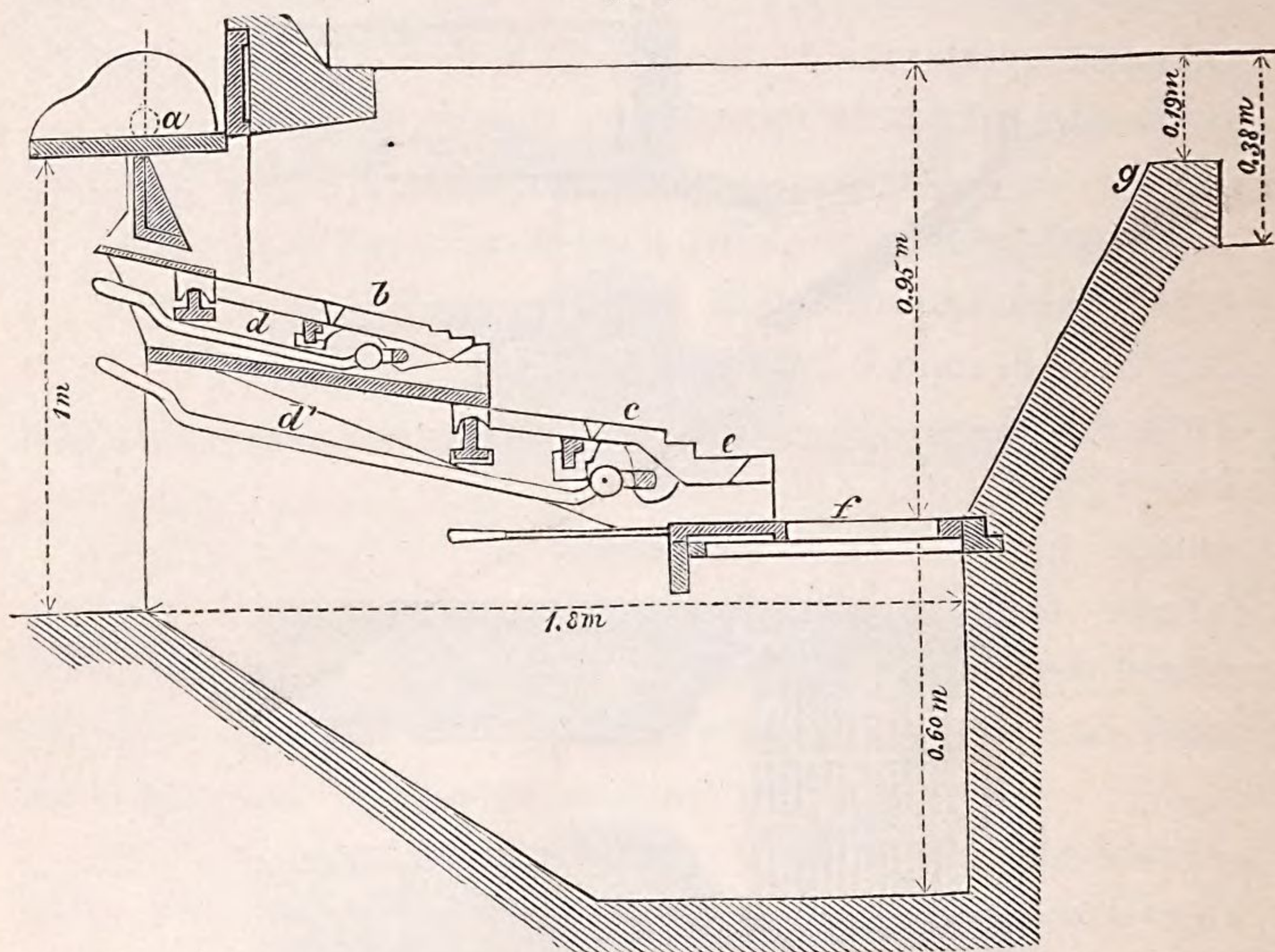
Fig. 41.



1 Mtr. betragen und die Länge der Roststäbe, d. i. die Breite des Rostes, wird zu 500 bis 600 Mm. gewählt. Ist die Rostbreite grösser anzunehmen, so sind 2, beziehentlich 3 Stäbe neben einander zu legen. Verhältnissmässig kann die Fläche des Treppenrostes um ungefähr $\frac{1}{4}$ kleiner angenommen werden, als die Fläche eines unter gleichen Umständen benutzten Planrostes.

In Fig. 40 und 41, wo der Vertical- und Horizontal-durchschnitt der Treppenrostfeuerung eines Flammrohrkessels dargestellt ist, bezeichnet a b den Rost, f den Fülltrichter und k den Kessel. Unterhalb des Treppenrostes befindet sich ein Mauervorsprung, auf welchem sich die Asche und die Schlacken ansammeln und von

Fig. 42.



Zeit zu Zeit mit dem Schürhaken entfernen lassen. Es kann jedoch an dieser Stelle auch ein herausziehbarer und nach vorn kippbarer kleiner Planrost angebracht werden.

3. Der Balzano-Klarkohlenrost (Fig. 42) ist besonders in Böhmen beliebt. Dieser Rost, welcher zur Verbrennung von klarer Braunkohle bestimmt ist, erfüllt

die Bedingungen einer guten Verbrennung: Zuführung der zur vollständigen Verbrennung ausreichenden Luftmenge, innige Mischung der einströmenden Luft mit den Kohlentheilchen und den sich entwickelnden Gasen, genügend hohe Entzündungstemperatur, in sehr vollkommener Weise.

Der Rost besteht aus einer drehbaren Schüttgosse *a*, die sich etwa 25 Cm. über dem oberen Roste befindet und so weit vorgeschoben ist, dass sich ihr Inhalt beim Umdrehen auf die schon in Brand befindliche Feuerfläche entleert und mit der Krücke gleichmässig auf der oberen Abtheilung der Roststäbe vertheilt werden kann. Der Raum zwischen den Rippen des Trägers der Schüttgosse ist mit feuerfestem Thone ausgefüllt; *b* ist der obere und *c* der untere Rost, bestehend aus Längsstäben, die etwa unter 12 Grad geneigt sind und abwechselnd festliegen, abwechselnd aber verbunden sind, so dass die verbundenen Stäbe sich mittels zweier Hebel *d* etwas heben lassen, um so auf die bequemste Weise die verstopften Rostspalten wieder frei zu machen. An den hinteren Enden sind die Roststäbe mit Stufen versehen, um grössere Kohlenstücke im Niederkollern aufzuhalten. Bei dem unteren Roste *c* ist die unterste Stufe *e* ziemlich breit. Am hintersten Ende zu unterst befindet sich ein herausziehbarer Planrost *f*, der 1,1 bis 1,2 Mtr. unter dem Kessel liegt. *g* ist die Feuerbrücke, welche so abgeschrägt ist, dass sie die vom Mauerwerk aufgenommene Wärme nach dem Kessel strahlt. Der Heizer hat dafür zu sorgen, dass der zwischen den Rosten *b* und *c*, und *e* und *f* befindliche, 65 Mm. hohe Raum stets dicht mit Brennmaterial verlegt ist, damit durch diese

Zwischenräume keine kalte Luft eintritt. Die angegebene Höhe der Zwischenräume ist wegen des Vorschiebens und des Zerkleinerns zusammenbackender Schlacken beizubehalten. Das Schüren erfolgt mittels eines flachen Schüreisens nach zwei bis dreimaligem Aufgeben zuerst von *e* auf *f* und dann von *b* auf *c*. Nach zwei Stunden wird das Feuer geputzt, d. h. die Schubrostfläche mit dem Schürhaken öfter durchgeschürt, wodurch die Schlacken sich lockern und beim Herausziehen des Rostes von selbst in die Aschengrube fallen. Der Schubrost wird alsdann sofort wieder zurückgeschoben, mittels des Schüreisens mit den Rückständen des Rostes *c* bedeckt und das Feuer von *b* ebenso zum Theil auf *c* ausgebreitet, aber so, dass immer eine Feuerschicht auf den Rosten zurückbleibt, um das nunmehr aufgegebene frische Brennmaterial von unten zu entzünden.

Um eine möglichst vortheilhafte, rauchfreie Verbrennung zu erhalten, besonders aber, um den pyrometrischen Effect des Brennmaterials möglichst hoch zu halten, hat man sogenannte Gasfeuerungen eingerichtet. Die Wirkungsweise der Gasfeuerungen beruht darauf, dass zunächst absichtlich eine unvollkommene Verbrennung oder sogenannte trockene Destillation, d. h. Umwandlung des Kohlenstoffes zu Kohlenoxyd- und Kohlenwasserstoffgasen, eingeleitet und alsdann eine nachfolgende vollständige Verbrennung der erzeugten gasartigen Brennstoffe mit einer geringeren, als sonst erforderlichen Luftmenge ermöglicht wird.

Einen Uebergang zu den eigentlichen Gasfeuerungen bilden die Halbgasfeuerungen. Bei diesen Halbgasfeuerungen wird die Einrichtung so getroffen, dass die

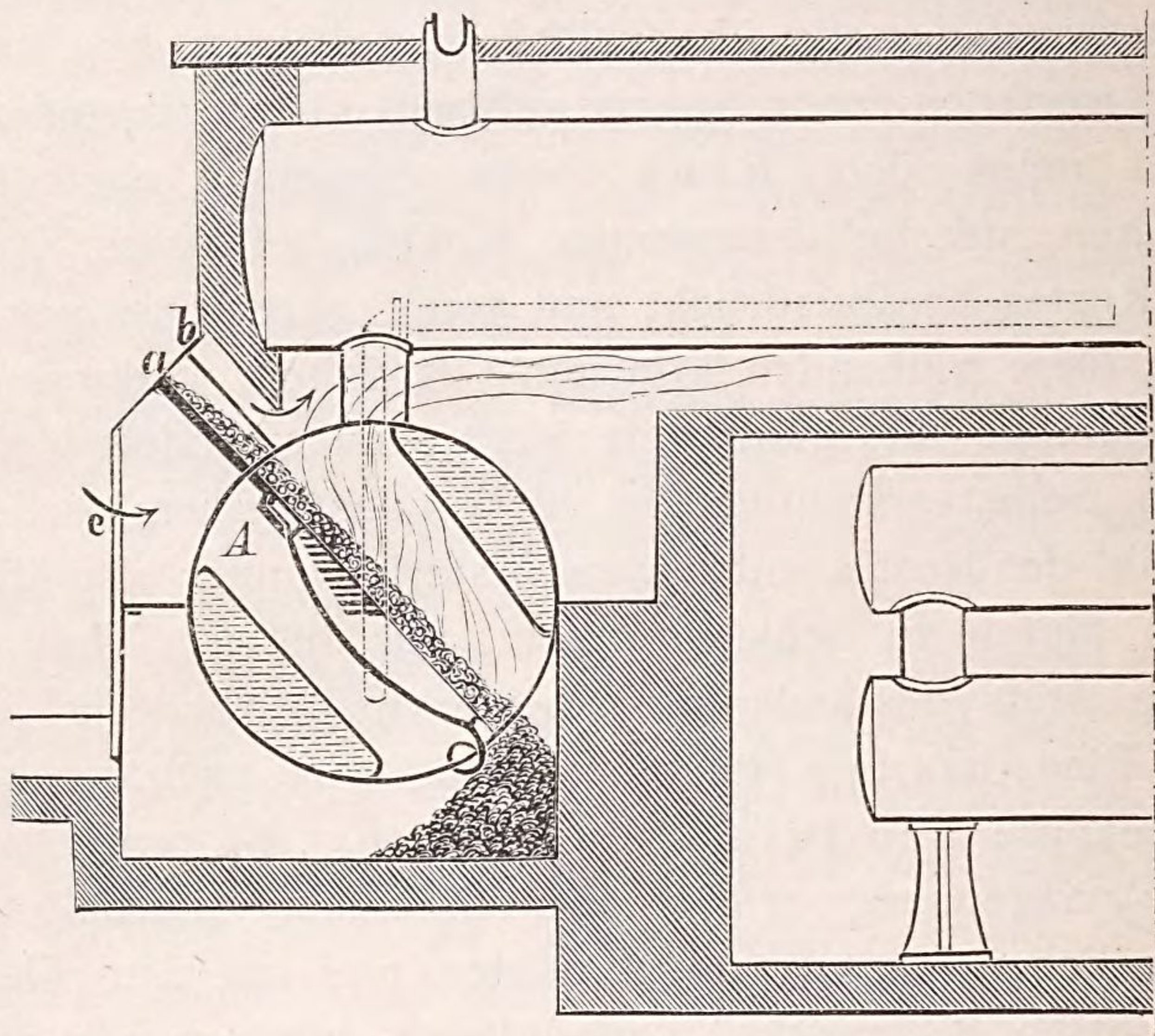
aus dem sich entzündenden Brennmaterial sich entwickelnden Gase über das bereits früher aufgebene und bereits in voller Glut befindliche Brennmaterial hinwegstreichen müssen, um sich zu entzünden und unter Zuführung der nöthigen Luftmenge zu verbrennen.

Eine solche Halbgasfeuerung kann man in der Weise herstellen, dass man den vorderen Theil des Rostes mit Mauerwerk derartig überwölbt, dass die aus dem frisch aufgeworfenen Brennmaterial aufsteigenden verbrennbaren Gase nebst dem Rauch beim Abziehen nach dem hinteren, mit hell brennenden Kohlen bedeckten Theile des Rostes herabgedrückt und somit gezwungen werden über diese glühenden Kohlen zu streichen, wodurch eine vollständige und rauchfreie Verbrennung erzielt werden kann. Selbstverständlich ist hierbei das auf dem vorderen Theile des Rostes entzündete Material immer allmählich nach hinten zu schieben, damit der hintere Theil des Rostes stets vollständig mit glühenden Kohlen bedeckt bleibt.

Eine derartige Halbgasfeuerung wird auch durch die sogenannte Ten-Brink-Feuerung (Fig. 43) repräsentirt. Die Verbrennung erfolgt hier in einem unterhalb des eigentlichen Kessels angebrachten und mit dem Kessel als dessen Bestandtheil verbundenen cylindrischen Heizkörper *A*, der gewissermassen als Unterkessel quer unter dem Vorderende des Hauptkessels liegt und durch einen Rohrstutzen mit demselben communicirt. Dieser Unterkessel ist von einer schräg liegenden cylindrischen Feuerbüchse in diametraler Richtung durchsetzt, und in dieser Feuerbüchse liegt unter einem Winkel von etwa 48 Grad gegen den Horizont ein gewöhnlicher Planrost. Als Brennmaterial für diese Feuerung eignet sich am besten

eine aus nussgrossen Stücken bestehende nicht backende Steinkohle, die als Russkohle bezeichnet wird. Diese Kohle wird durch die Schüttgasse *a* aufgegeben, welche in der am Vorderende des Kessels angebrachten Guss-eisenplatte ausmündet. Nach Massgabe der Verbrennung

Fig. 43.



rutscht das Brennmaterial auf dem Roste abwärts, während Schlacke und Asche vom unteren Ende des Rostes in die Aschengrube niederfallen. Die Flammen und brennbaren Gase steigen in der schrägen vom Wasser gänzlich umhüllten Feuerbüchse empor und treffen am oberen Ende, wo der Zug seine Richtung längs der Unterseite des Hauptkessels nimmt, mit der durch den

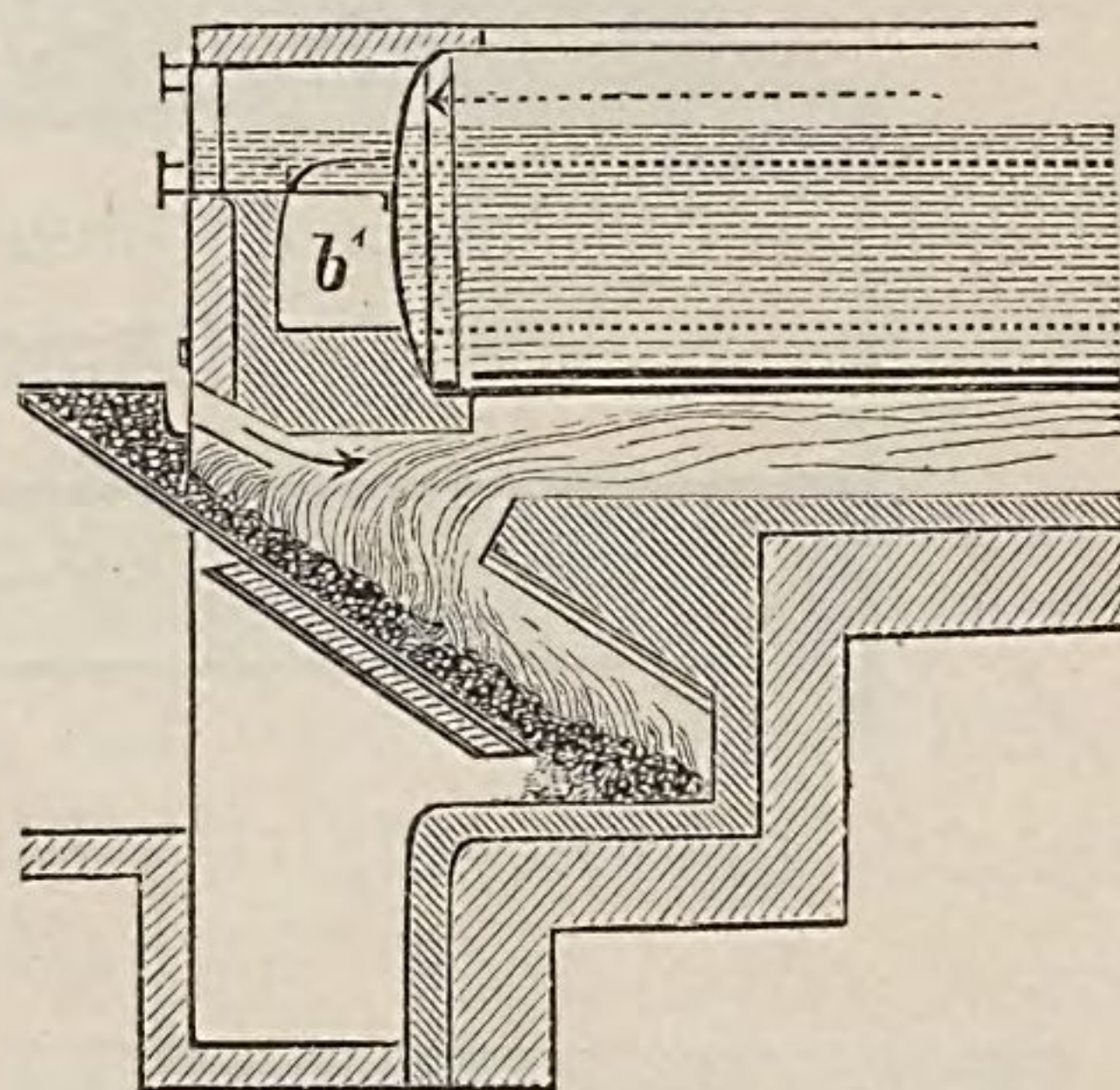
Canal *b* einströmenden Luft zusammen, wodurch eine vollständige Verbrennung herbeigeführt wird.

Nach demselben Princip ist die sogenannte Pseudo-Ten-Brink-Feuerung (Fig. 44) eingerichtet, nur dass hier der mit Wasser gefüllte Heizkörper durch ein gemauertes schiefes Gewölbe ersetzt ist, unter welchem der schiefe Rost sich befindet. Die zur Unterhaltung des Feuers auf dem Roste nöthige Luft strömt durch die regulirbare Oeffnung *c* ein, durch welche der Heizer die Unterseite des Rostes beobachten und denselben nöthigenfalls mit dem Schürhaken reinigen kann. Das Brennmaterial wird durch die Schüttgosse *a* aufgegeben, und die Hilfsluft strömt bei *b* zu.

Als neuere, unter die Halbgasfeuerungen rangierende Einrichtungen sind ferner aufzuführen:

Die Feuerung von Brown und Green, welche in England viel Beifall gefunden haben soll. Wie Fig. 45 illustriert, besteht das Wesen dieser Feuerung darin, dass die Flamme auf ihrem Wege nach der Feuerbrücke durch eine von oben herabhängende Wand oder sogenannte Contre-Feuerbrücke gezwungen wird, über das auf dem hinteren Theile des Rostes befindliche glühende Brennmaterial hinwegzustreichen, wodurch eine vollständige Verbrennung des Rauches und der halbverbrannten Gase bewirkt werden soll. Ausserdem wenden die Er-

Fig. 44.



finder sehr hohe Roststäbe an, durch welche die Wärme

Fig. 45.

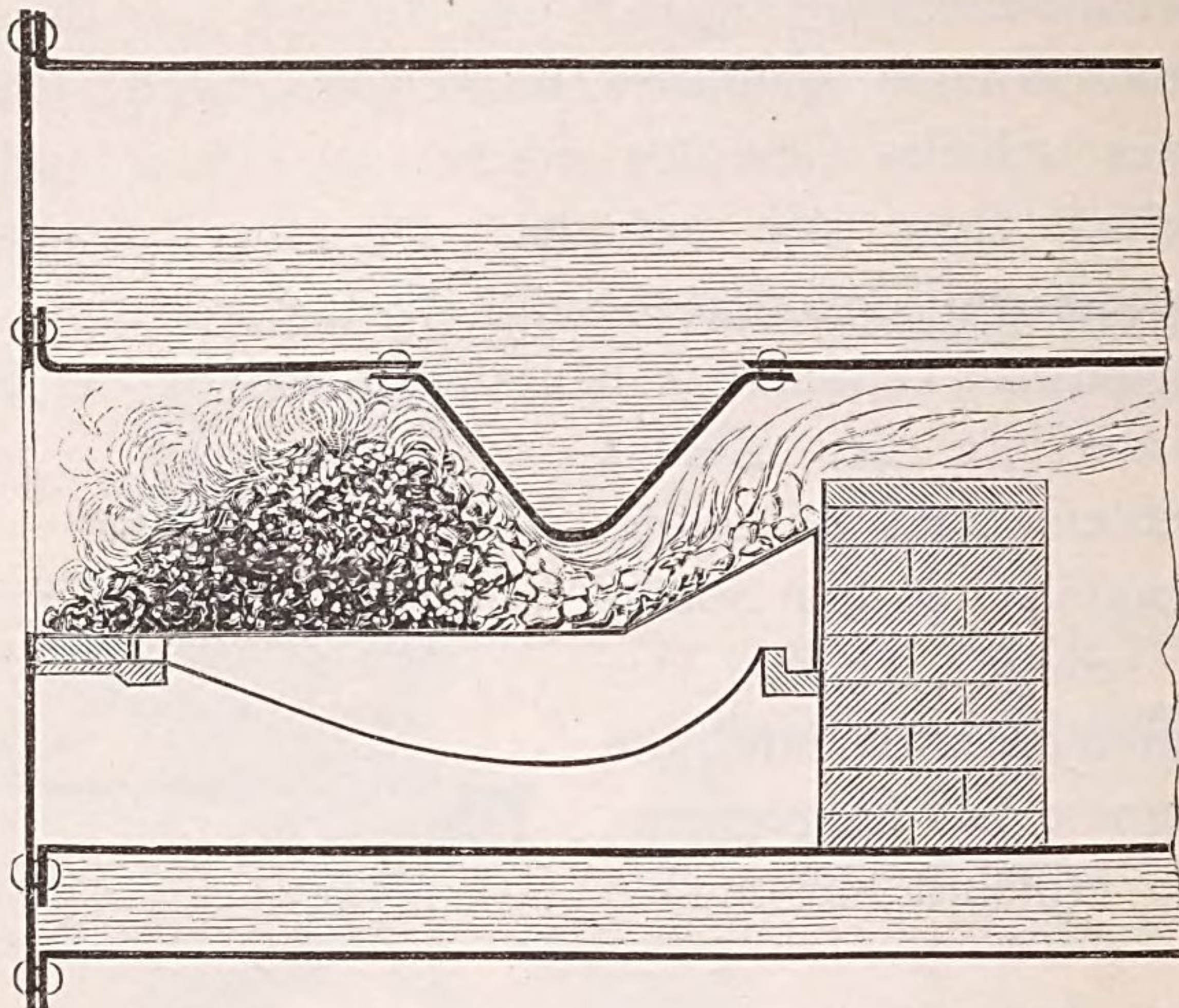
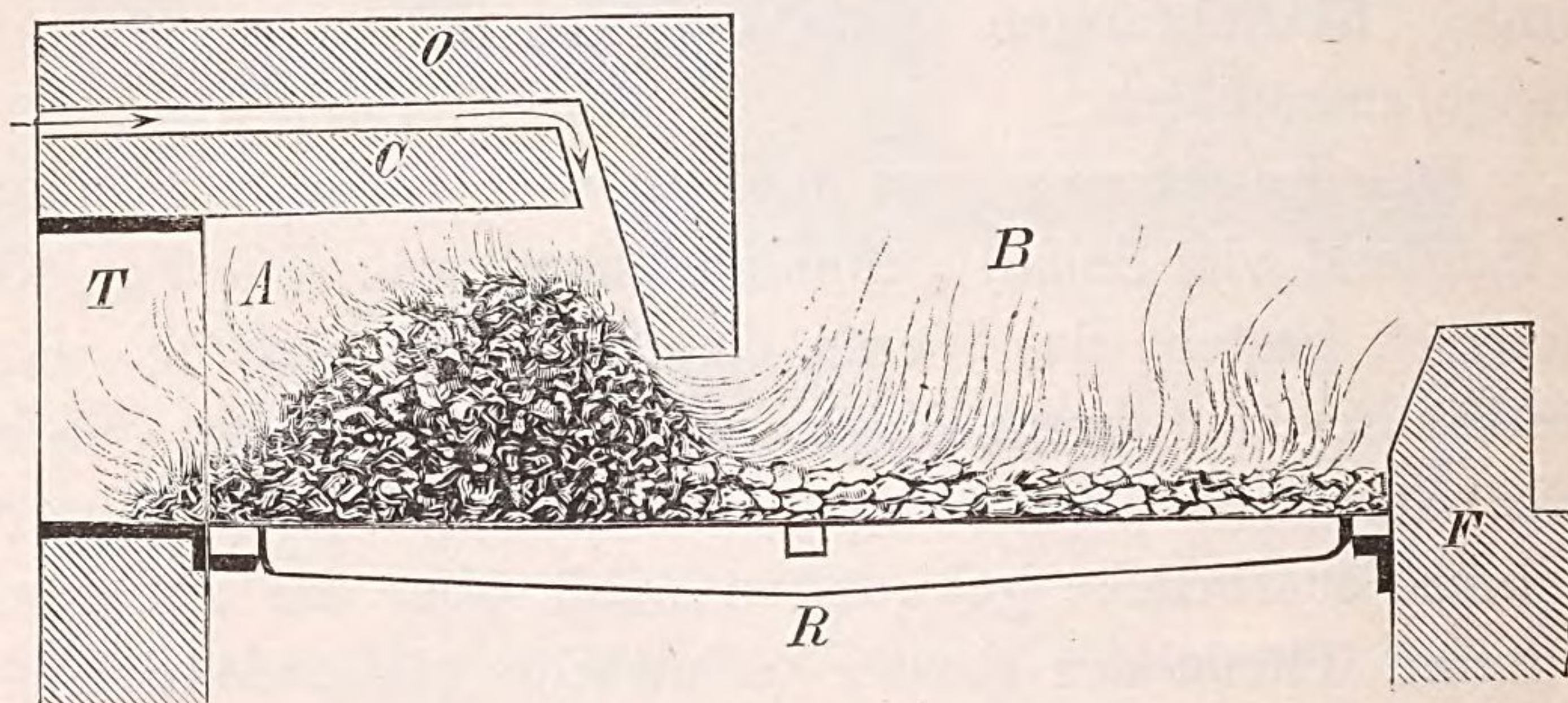


Fig. 46.



aufgenommen und an die zuströmende Luft zu deren Vorwärmung abgegeben werden soll.

Die Vergasungsretorte mit secundärer Luftzuführung (Fig. 46) ist eine vom Verfasser vorgeschlagene und zur Zeit zur Patentirung im Deutschen Reiche und anderen Staaten angemeldete Rauchverbrennungs-Vorrichtung.

Wie ersichtlich ist, besteht diese Vorrichtung aus einem über dem vorderen Theil des Rostes angebrachten Gewölbe aus feuerfester Masse (Chamotte oder Guss-eisen), welches sich nach vorn herabzieht und somit eine Einschnürung bildet. Oberhalb des Gewölbes wird Luft zugeleitet, welche innerhalb der vorderen niedergehenden Wand abwärts streicht und sich mit den darunter wegziehenden Rauchgasen mischt, so dass diese, indem sie über die auf dem hinteren Theile des Rostes liegenden glühenden Kohlen streichen, mit dem beigemischten atmosphärischen Sauerstoffe verbrennen können. Es wird auf diese Art auf dem vorderen Theile des Rostes eine Verkokung der Kohle erzielt, wobei der sich entwickelnde Rauch und die brennbaren Gase verbrennen, indem die Producte der Vergasung über den stets mit hellglühender Kohle beschickten Theil des Rostes streichen müssen.

In die Kategorie der eigentlichen Dampfkessel-Gasfeuerungen gehört die Haupt'sche Gasfeuerung, welche aus einer sogenannten Brennvorrichtung besteht; dieselbe ist in zwei verschiedenen Anordnungen in Fig. 47 und 48 im Querschnitt illustriert.

Das Gewölbe des Gascanals *C* ist mit einem oder zwei durchgehenden Längsschlitten versehen, und die Wölbsteine sind durch eingelegte Querzungen *ZZ* versteift, welche oben durch Platten abgedeckt sind, so

dass Gas und Luft in entgegengesetzten Richtungen zusammentreffen und sich zur vollständigen Verbrennung innigst mit einander vermischen. Die durchlochte, aus einzelnen Stücken zusammengesetzte Chamotteplatte in Fig. 47, welche diesen Brenner in geringem Abstände überdeckt, bezweckt die weitere vollkommenste Mischung, sowie die Ablenkung der Flamme nach der Mitte des

Fig. 47.

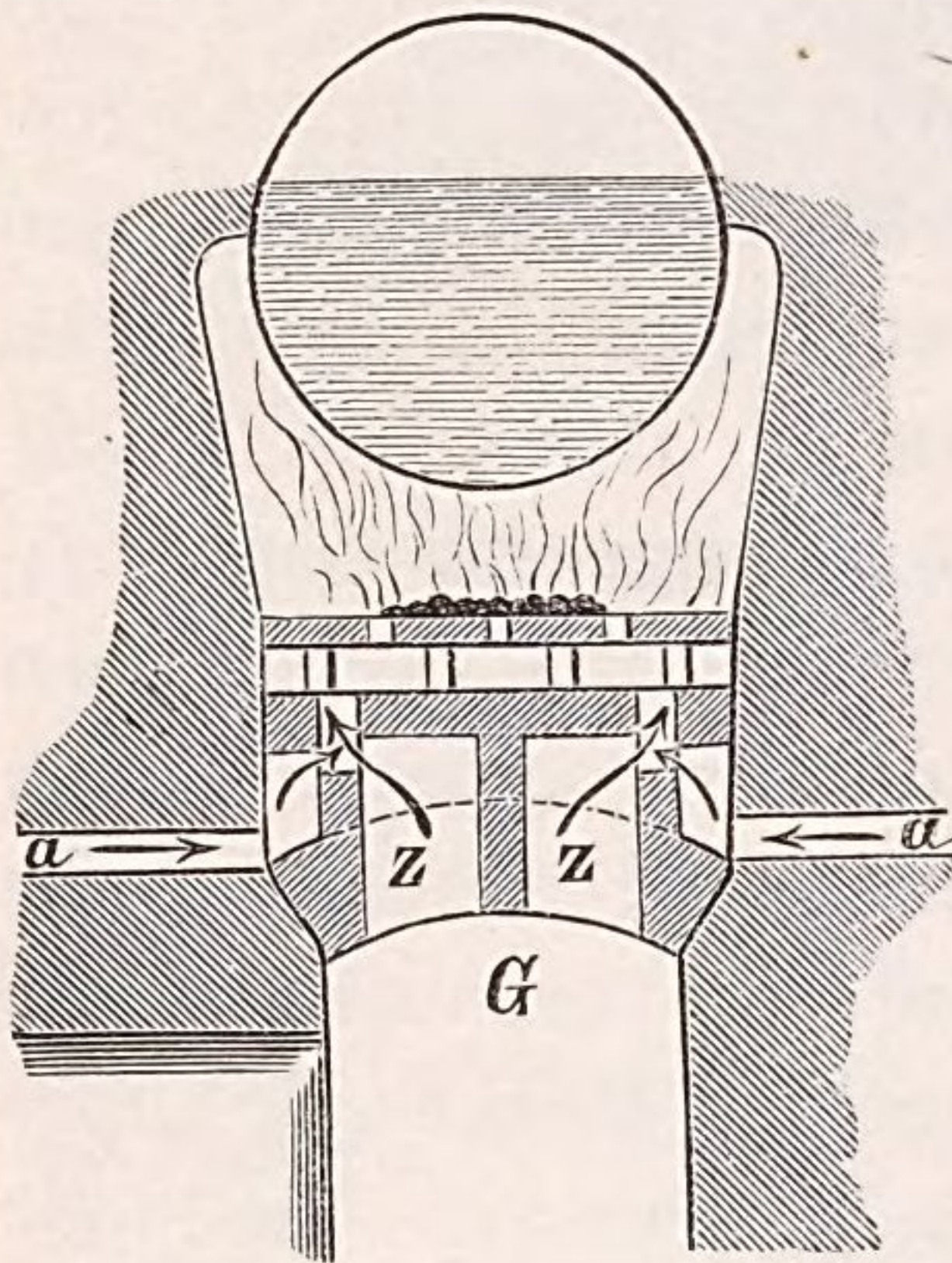
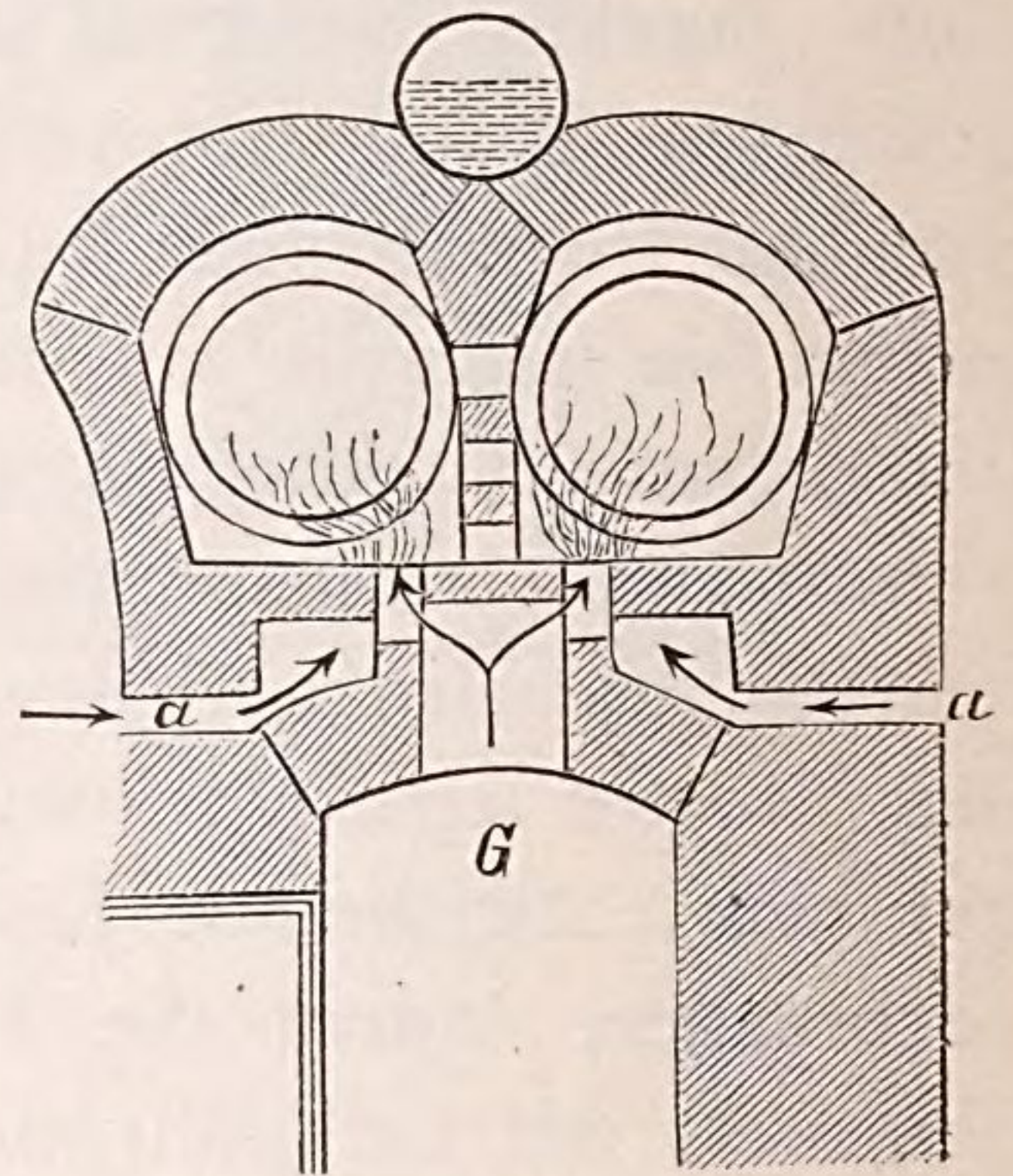


Fig. 48.



Verbrennungsraumes. Fig. 48 zeigt eine weitere Vereinfachung dieser Brennerconstruction in Anwendung auf einen Flammrohrkessel.

In diesem Falle erhält die Gasfeuerung einen allseitig durch Chamottewände eingeschlossenen Verbrennungsraum, wodurch die Wärme aufgesammelt und auf das Brennmaterial zurückgestrahlt wird. Wegen dieses Zusammenhaltens der Hitze konnte die oben erwähnte durchlochte Platte in Wegfall kommen.

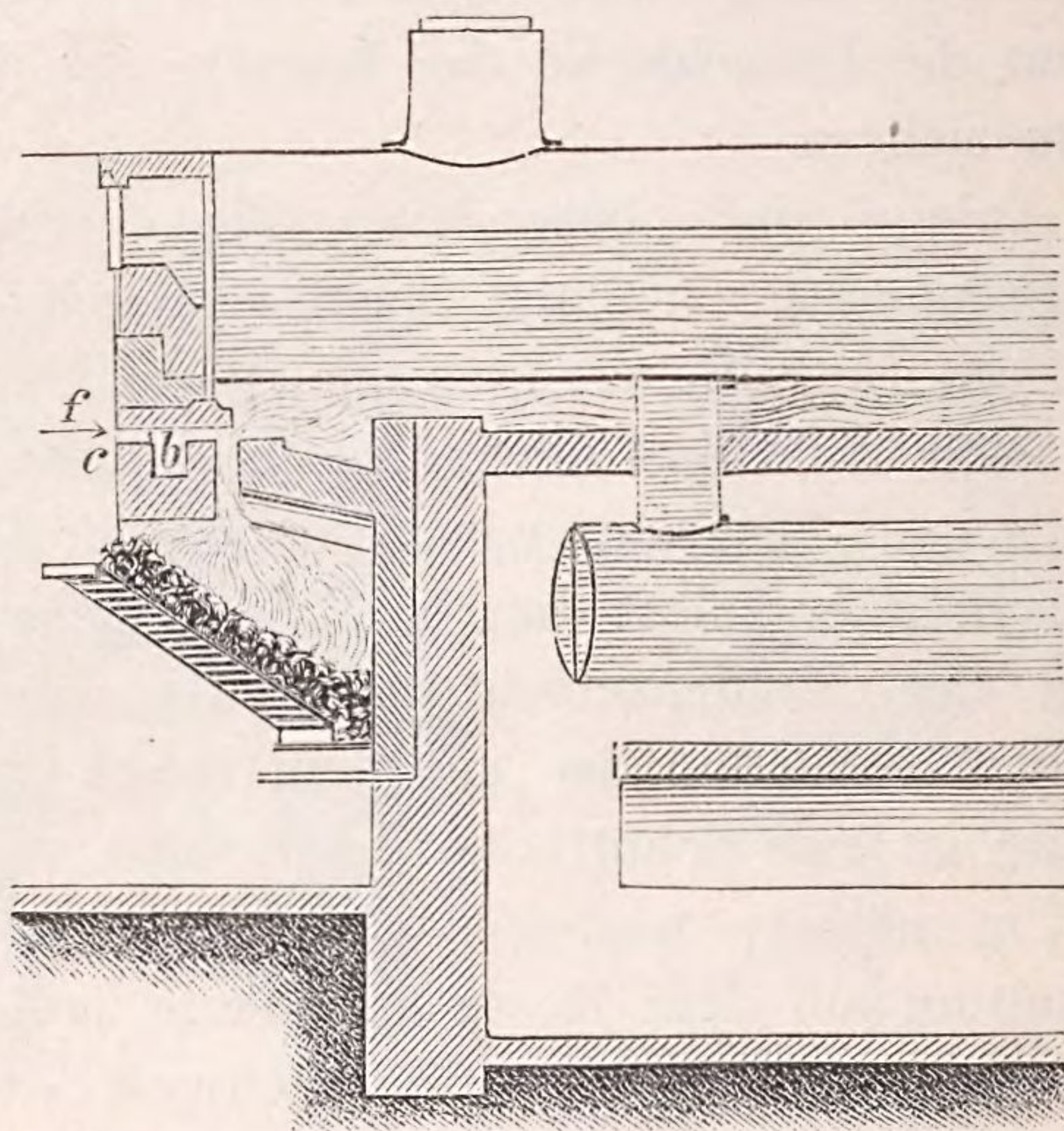
Bei dieser Feuerung hat der Abstand des Kessels vom Brenner einen bedeutenden Einfluss auf die Vollkommenheit der Verbrennung und die Conservirung des Kessels. Der bei der Feuerung mit Steinkohlen auf dem Planroste erfahrungsmässig festgestellte zweckmässigste Abstand des Rostes von 45 bis 50 Cm. muss bei der Haupt'schen Gasfeuerung mit Bezug auf den Brennerabstand wenigstens bis auf 60 Cm. vergrössert werden, um die Feuerbleche des Kessels vor dem Verbrennen zu sichern.

Die Anlage eines besonderen Gasgenerators, der mit dem Brenner durch einen Canal verbunden ist, er giebt bei Dampfkesselfeuerungen mancherlei Uebelstände und lässt sich nicht bei allen Kesseln anbringen. Bei der Haupt'schen Feuerung wurde daher der Generator unter dem Brenner selbst angebracht, so dass das Gas dicht über der Kohlenschicht entzündet wurde. Zur vollständigen Reduction der auf dem Roste gebildeten Kohlensäure ist eine Schütthöhe der Kohlen von mindestens 60 Cm. nöthig, wodurch aber ein sehr grosses Kohlenquantum auf dem Roste angehäuft und das zeitweise erforderliche Schüren sehr erschwert wird. Absolute Rauchverzehrung scheint bei der Haupt'schen Gasfeuerung keineswegs gesichert zu sein, und was die Oekonomie im Brennmaterial-Verbrauche anbelangt, so lauten die Urtheile verschieden. Ein bedeutender Uebelstand ist, dass bei der Haupt'schen Gasfeuerung die Luftzuführung der hohen Kohlenschicht wegen durch ein Unterwindgebläse erfolgen muss.

Die Schaffer'sche Gasfeuerung (Fig. 49 und 50) hat vor der Haupt'schen den Vorzug der Einfachheit.

Der Generator besteht aus einem Feuerkasten, der unten durch einen Rost, an den Seiten durch gerade Wände von Mauerwerk und oben durch ein gemauertes Gewölbe geschlossen ist. Der Rost kann den Verhältnissen entsprechend gewählt werden. In den meisten Fällen ist ein Treppenrost zu empfehlen, bei welchem das Brennmaterial

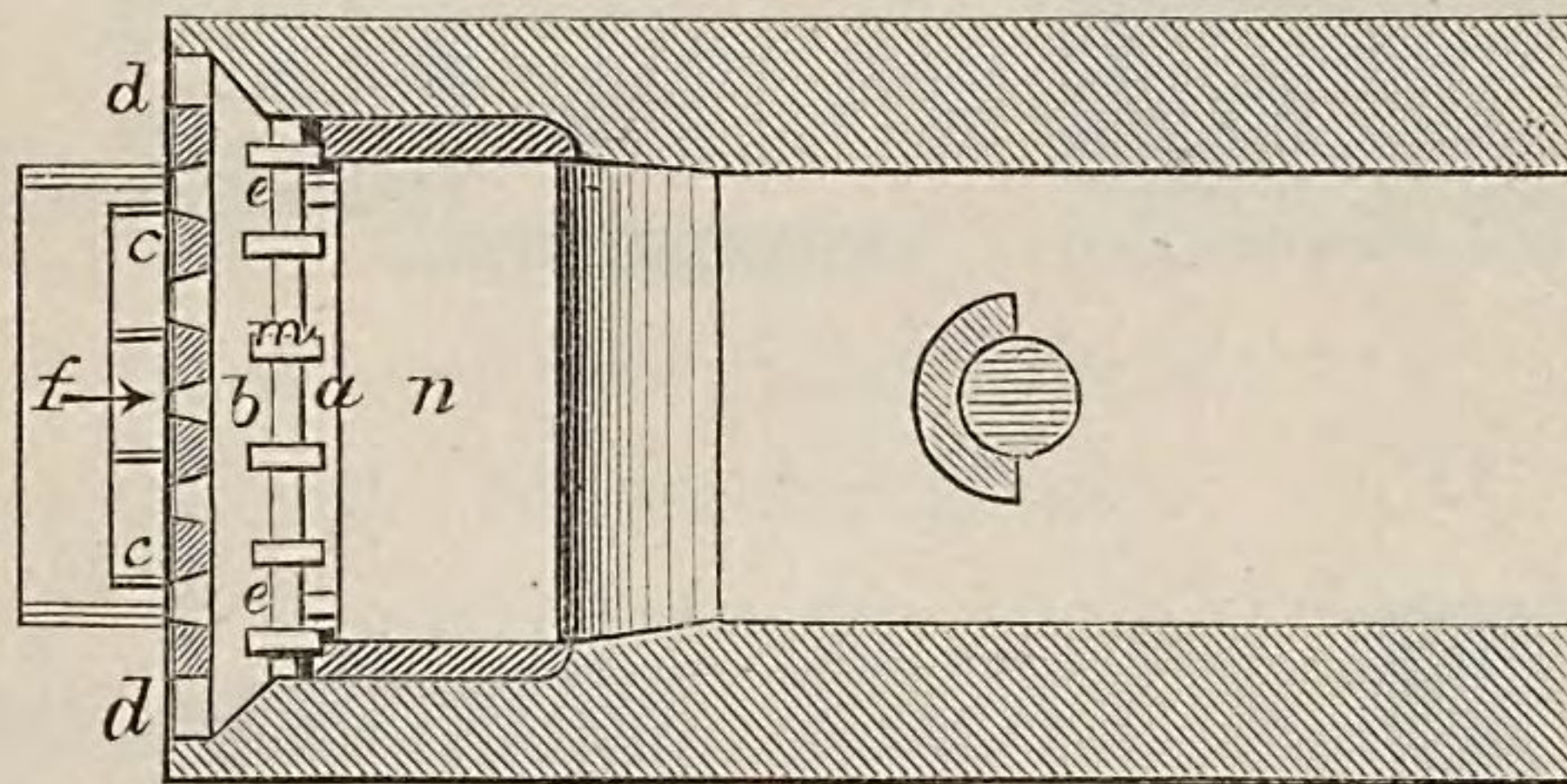
Fig. 49.



selbst den Verschluss bildet. Bei anderen Rosten werden Thüren oder andere Verschlüsse erforderlich. Die Decke über dem Feuerraum besteht vorn an der Schürsstelle aus dem Stirngemäuer und einem hinteren, etwas schrägen Gewölbe. Zwischen diesen beiden Deckentheilen befindet sich etwa in der halben Rostlänge quer über dem Roste ein Schlitz zur Gasabführung. Dieser Brennerschlitz führt die Gase entzündet bis in die oberhalb liegende Heiz-

kammer ab, wo denselben die zur vollständigen Verbrennung nöthige Luft aus einem in der vorderen Gewölbehälfte liegenden Canal vorgewärmt zugeführt wird. Die Luftzuführung kann durch zwei vorn angebrachte Oeffnungen regulirt werden. Die Abbildungen zeigen die Schaffer'sche Gasfeuerung im Verticaldurchschnitt und Horizontal-durchschnitt. *a* ist der Brenner, *b* der Luftcanal, *c* die Stirnplatte, *d* sind die Lufteintrittslöcher, *e* ist der Schlitz zur Luftzuführung in die Verbrennungskammer, *f* sind Beobachtungs- und Räumlöcher mit Glasver-

Fig. 50.



schluss, *i* Deckplatten über dem Brennerschlitz und Luftcanale, *k* Platten zur Regulirung der Weite des Brennerschlitzes, *l* ist der Gasgenerator, *m* sind Tragsteine für die Deckplatten, *n* ist der Heizkasten, *o* das Stirngewölbe, *p* das Generatorgewölbe.

Diese Feuerung ist für schlechte Kohlensorten bestimmt, besonders für Kohlenschlämme, die nur 40 bis 50 Proc. Kohlen enthält.

Die Heiser'sche Feuerung ist in Fig. 51 bis 54 in ihrer Anwendung für einen Flammrohrkessel dargestellt *), kann aber auch für alle anderen Kesselsysteme

*) Dingler's Polytechnisches Journal, Band 242, S. 40.

Verwendung finden. Die von der Thüre *d* aus in den Schacht *A* eingefüllten Kohlen werden hier vorgewärmt,

Fig. 52.

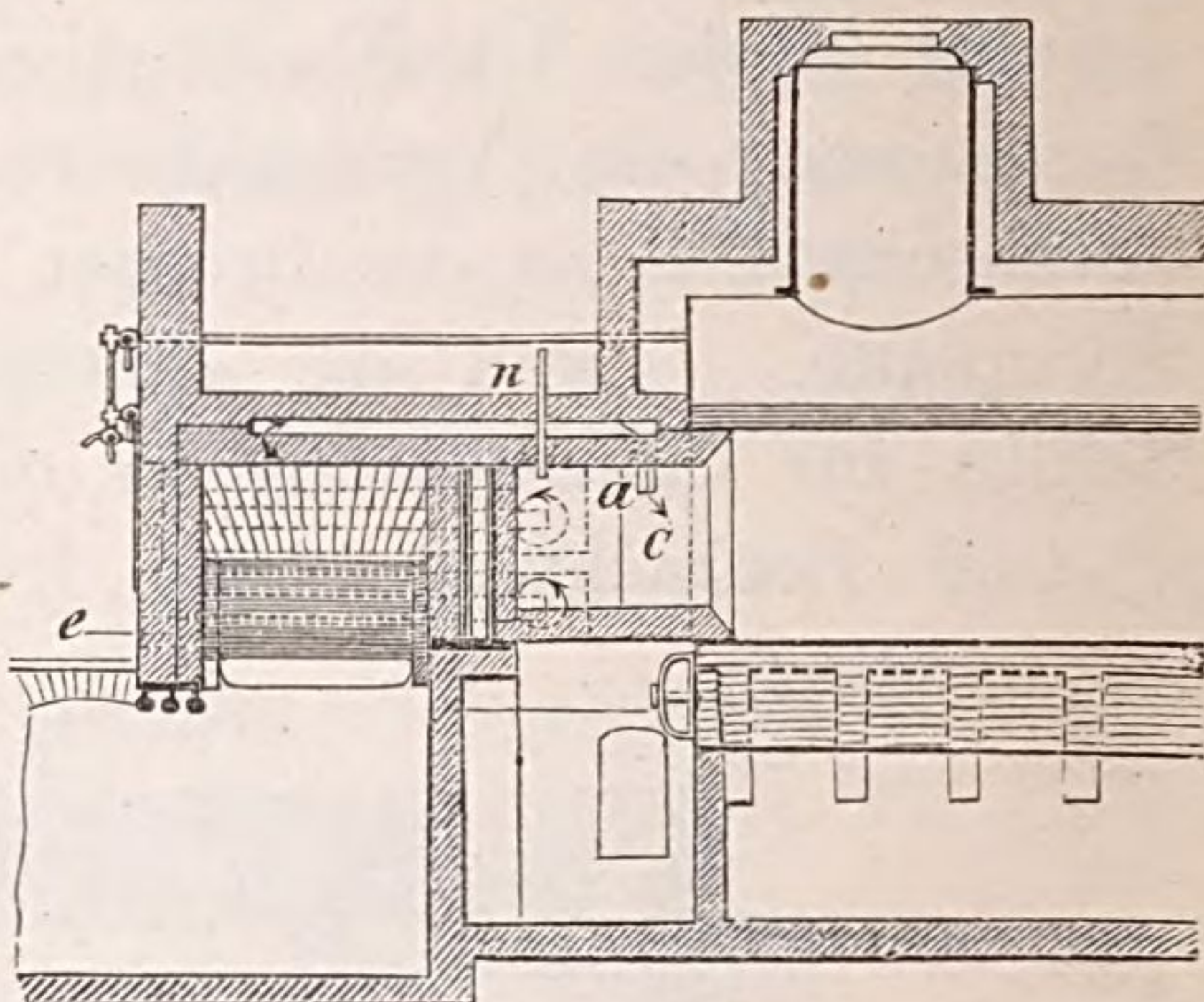


Fig. 51.

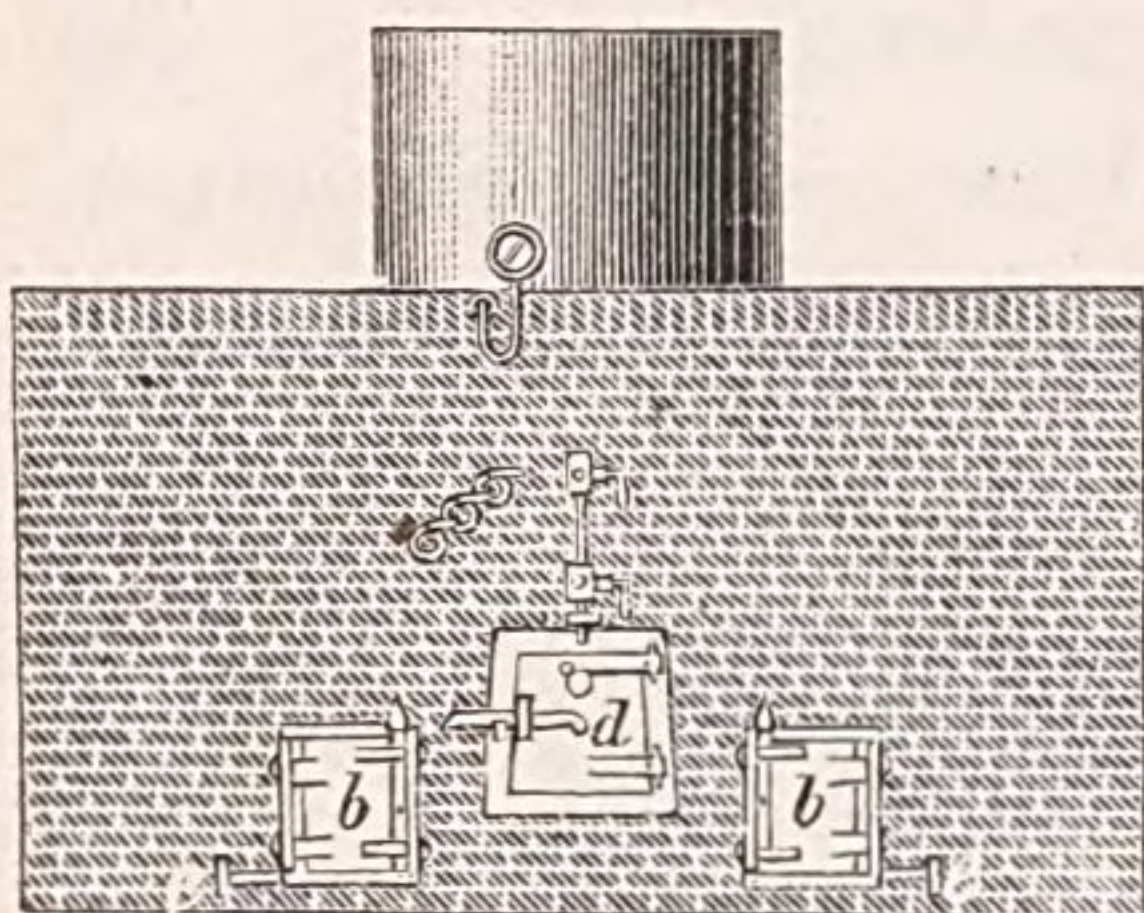


Fig. 53.

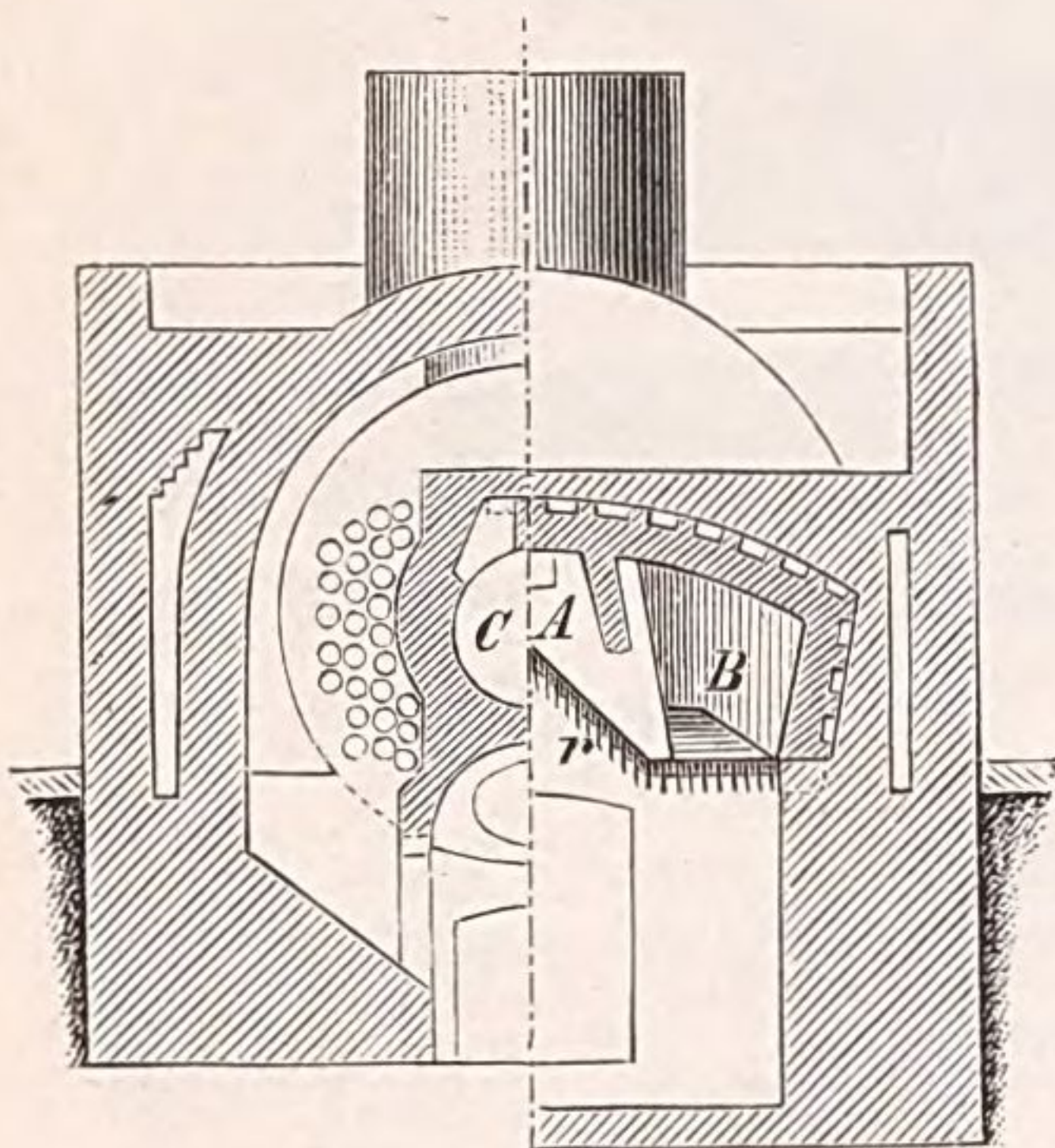
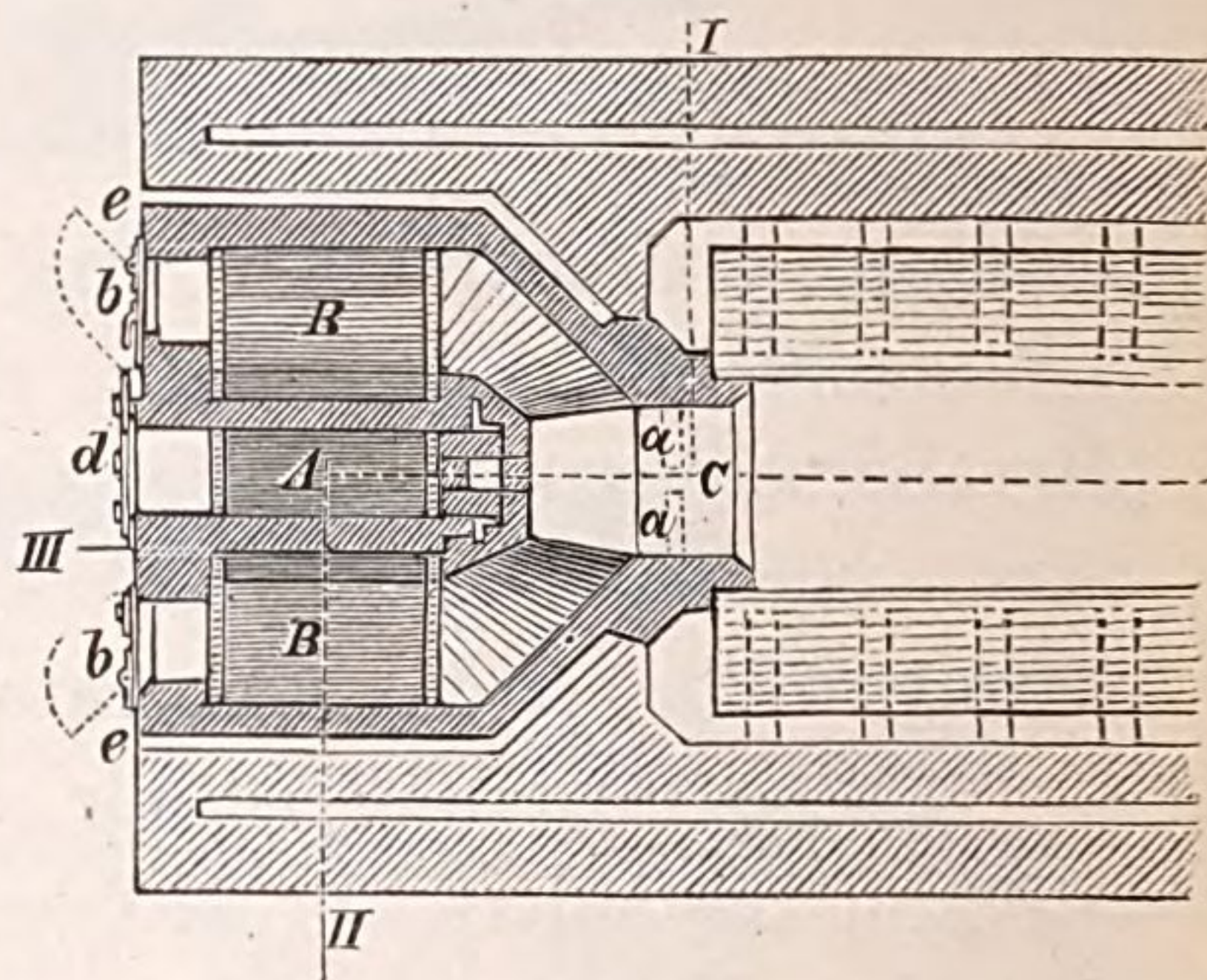


Fig. 54.



theilweise entgast, rutschen dann zu beiden Seiten auf dem schrägen Roste *r* herunter, um hier und auf den wagrechten Rosten der von *b* aus zugängigen Brennkammern *B* völlig zu verbrennen. Die durch die Oeffnung

e angesaugte Luft umzieht die Wandungen der Brennkammern *B*, erhitzt sich weiter in den Zwischenräumen der beiden ineinander gesteckten Chamotteröhren *C* und mischt sich bei *a* mit den durchziehenden Feuergasen, um hierdurch eine völlige Verbrennung der Rauchgase zu erzielen.

Nach den mit dieser Feuerung angestellten Versuchen hat sich erwiesen, dass die Verdampfung eine sehr hohe ist, indem die Wärme sehr gut ausgenutzt wird; ferner ist die Rauchverminderung durch diese Feuerung aner kennenswerth.

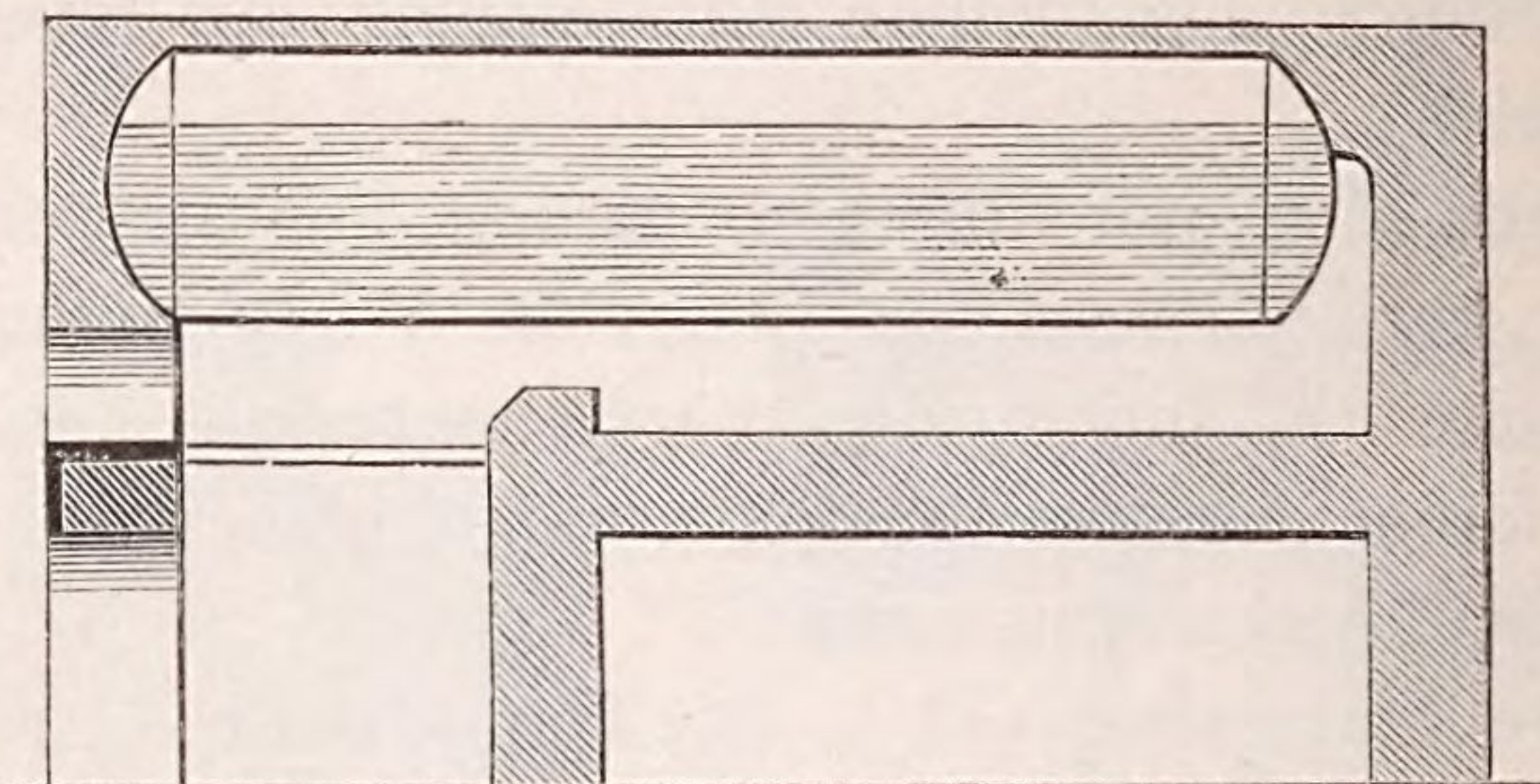
Die Dampfkessel. — Die Dampfkessel lassen sich folgendermassen classificiren:

1. Einfache Walzenkessel;
2. Walzenkessel mit Siederöhren;
3. Engröhrige Siederohrkessel;
 - a*) mit Siederöhren bis zu 100 Mm.;
 - b*) » » über 100 Mm.;
4. Flammrohrkessel mit 1 Flammrohr;
5. » » » 2 Flammrohren;
6. » » » Quersiedern;
7. Heizrohrkessel ohne Feuerbüchse
8. Feuerbüchsenkessel mit Heizrohren;
 - a*) mit vorgehenden Heizrohren;
 - b*) mit rückkehrenden Heizrohren;
9. Feuerbüchsenkessel mit Siederöhren.

Man unterscheidet aber noch ausserdem zwei Hauptclassen, nämlich verticale und horizontale Kessel; die ersteren sind diejenigen, bei denen die Heizgase im Wesentlichen an den Heizflächen in senkrechter Richtung geführt werden, während bei den zweiten die Heizgase

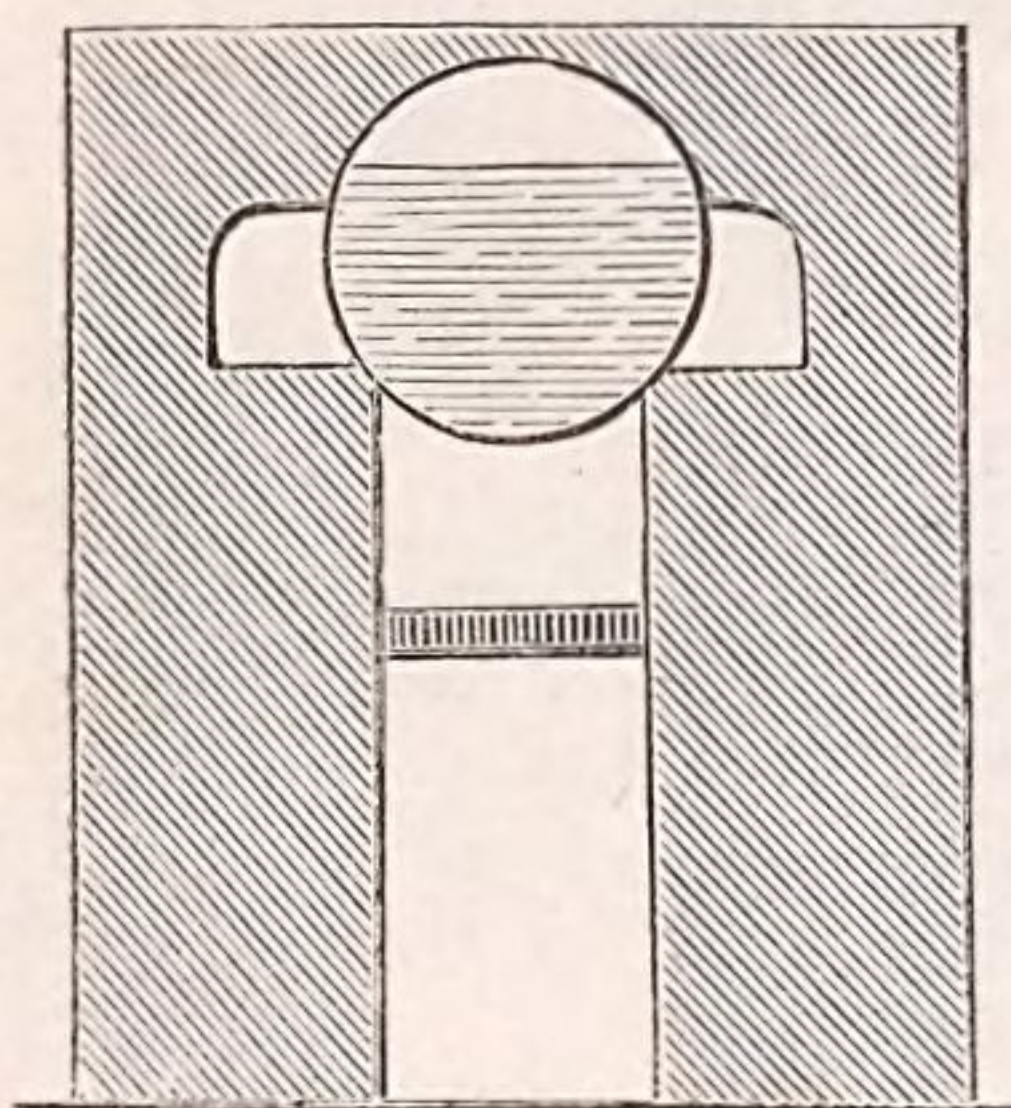
im Wesentlichen in horizontaler Richtung an den Heizflächen hinziehen. Die grosse Mehrzahl der Kessel gehört zu der zweiten Classe.

Fig. 55.



Der einfache Walzen- oder Cylinderkessel, welchen Fig. 55 und 56 im verticalen Quer- und Längsdurch-

Fig. 56.



schnitt zeigen, besteht aus einem cylindrischen Blechkörper von bis zu 1 Mtr. Durchmesser und bis zu 8 Mtr. Länge; derselbe ist für eine Dampfentwicklung bis zu etwa höchstens 6 Pferdestärken zu benutzen. Der Kubikinhalt eines einfachen Cylinderkessels soll pro Quadratmeter Heizfläche 400 bis 500 Liter betragen.

Der Sieder- oder Bouilleurkessel (Fig. 57 und 58) besteht aus einem horizontalen oberen Hauptkessel und zwei darunter befindlichen angenähert gleich langen Siederrohren oder Bouilleurs, welche mit dem Hauptkessel je durch zwei Rohrstutzen verbunden sind. Diese Sieder werden zuerst geheizt, indem der Rost sich darunter

befindet. Mit Bezug auf Verdampfungsfähigkeit steht dieser Kessel praktisch keinem anderen Kesselsysteme nach, dabei ist er von einfacher Construction, von verhältnissmässig geringem Gewicht, lässt sich leicht von innen und aussen reinigen und ist verhältnissmässig sicher vor Explosionsgefahr. Das Gleiche gilt von dem Dreisiederkessel, bei welchem drei Sieder über dem Feuer liegen, wodurch die wirksame Heizfläche ohne zu starke Gewichtsvergrösserung wirksam erhöht wird. Der Haupt-

Fig. 57.

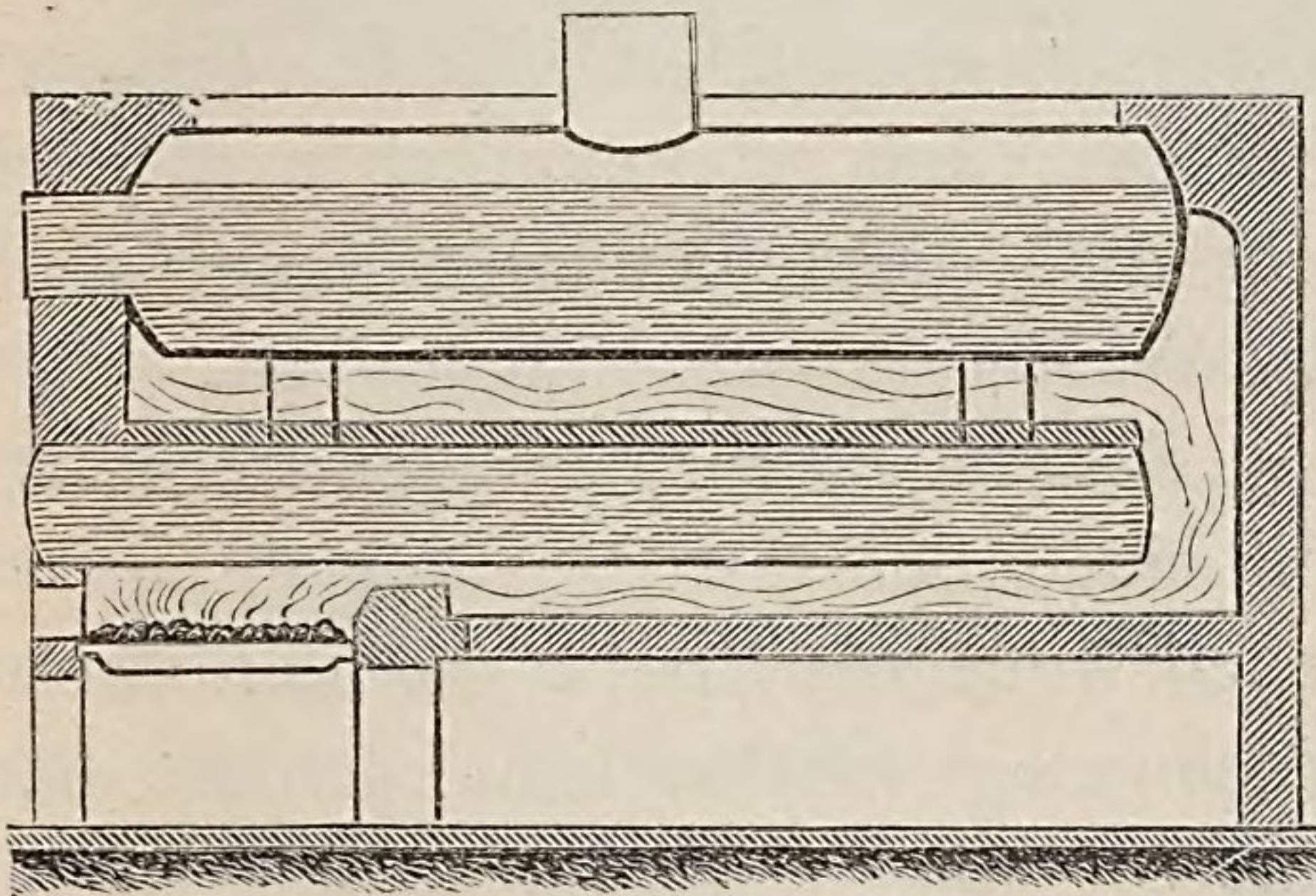
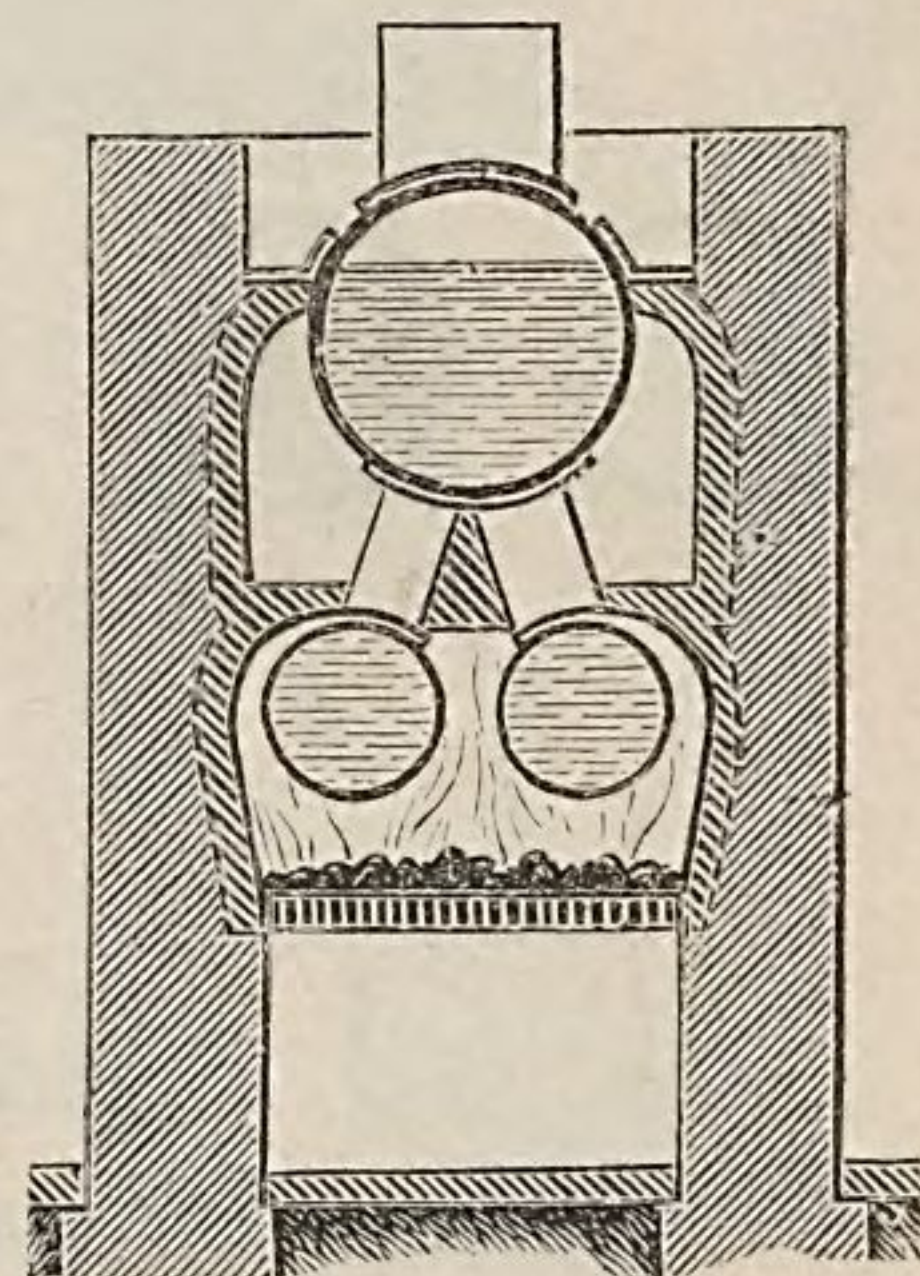


Fig. 58.

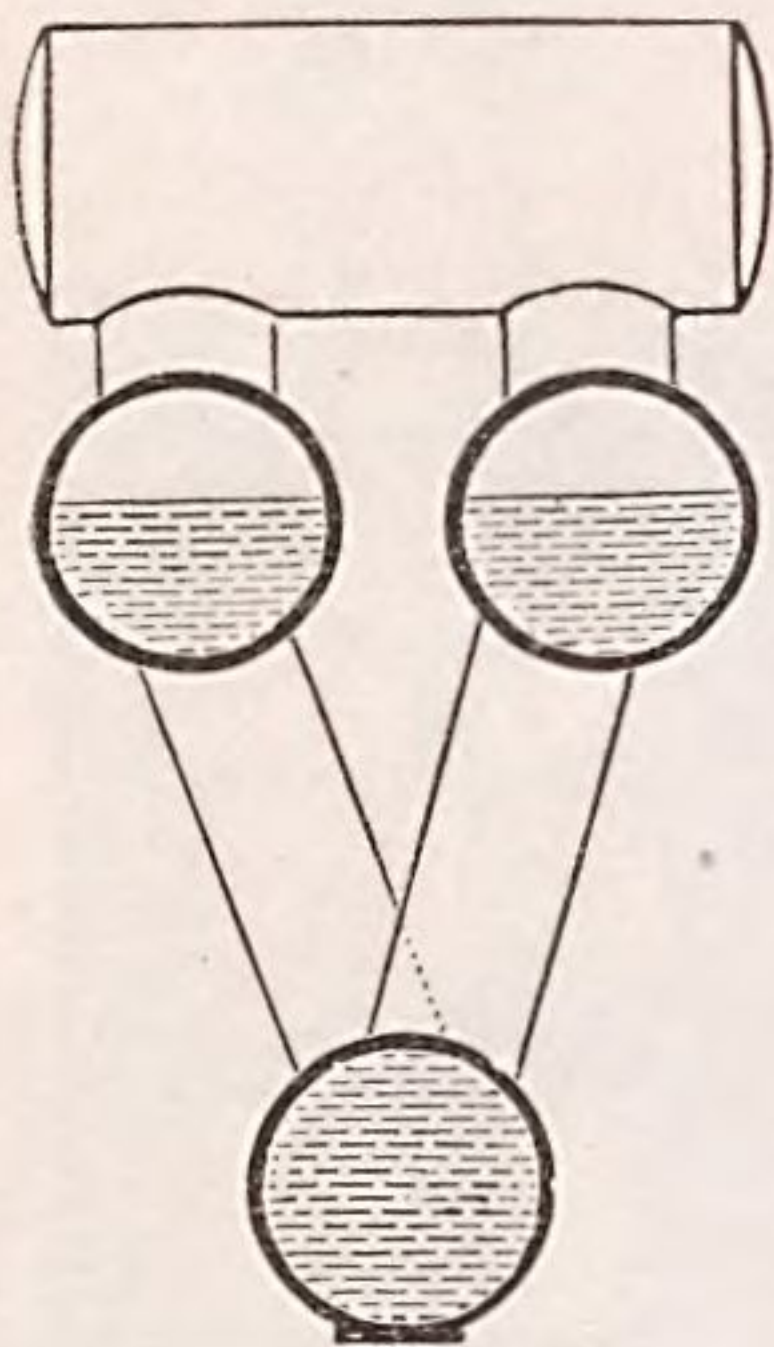


kessel erhält hierbei gewöhnlich einen Durchmesser von 1,2 Mtr. und eine der verlangten Heizfläche entsprechende Länge, die aber für gewöhnlich höchstens bis zu 10 Mtr. angenommen wird. Die Sieder erhalten bei dem Zweisiederkessel 40 bis 80 Cm. Durchmesser, bei dem Dreisiederkessel 55 bis 60 Cm. Durchmesser. Damit der in den Siedern sich entwickelnde Dampf bequem in den Hauptkessel emporsteigen kann, soll die Summe der Querschnitte der Verbindungsstutzen eines Sieders mindestens $\frac{1}{60}$ von der Heizfläche eines Sieders betragen.

Weniger vortheilhaft als die mit Unterfeuerung versehenen Siederkessel sind die Kessel mit Vorfeuerung oder Zwischenfeuerung.

Verwandt mit dem Siederkessel ist der von Bolzano Tedesco construirte Dreirohrkessel (Fig. 59), welcher vorzüglich für hohe Dampfspannung bestimmt ist, indem hierbei die Vortheile eines grossen Wasser- und Dampf- raumes nebst grosser Heiz- oder Verdampfungsfläche mit geringer Blechstärke für hohen Druck vereinigt sind.

Fig. 59.



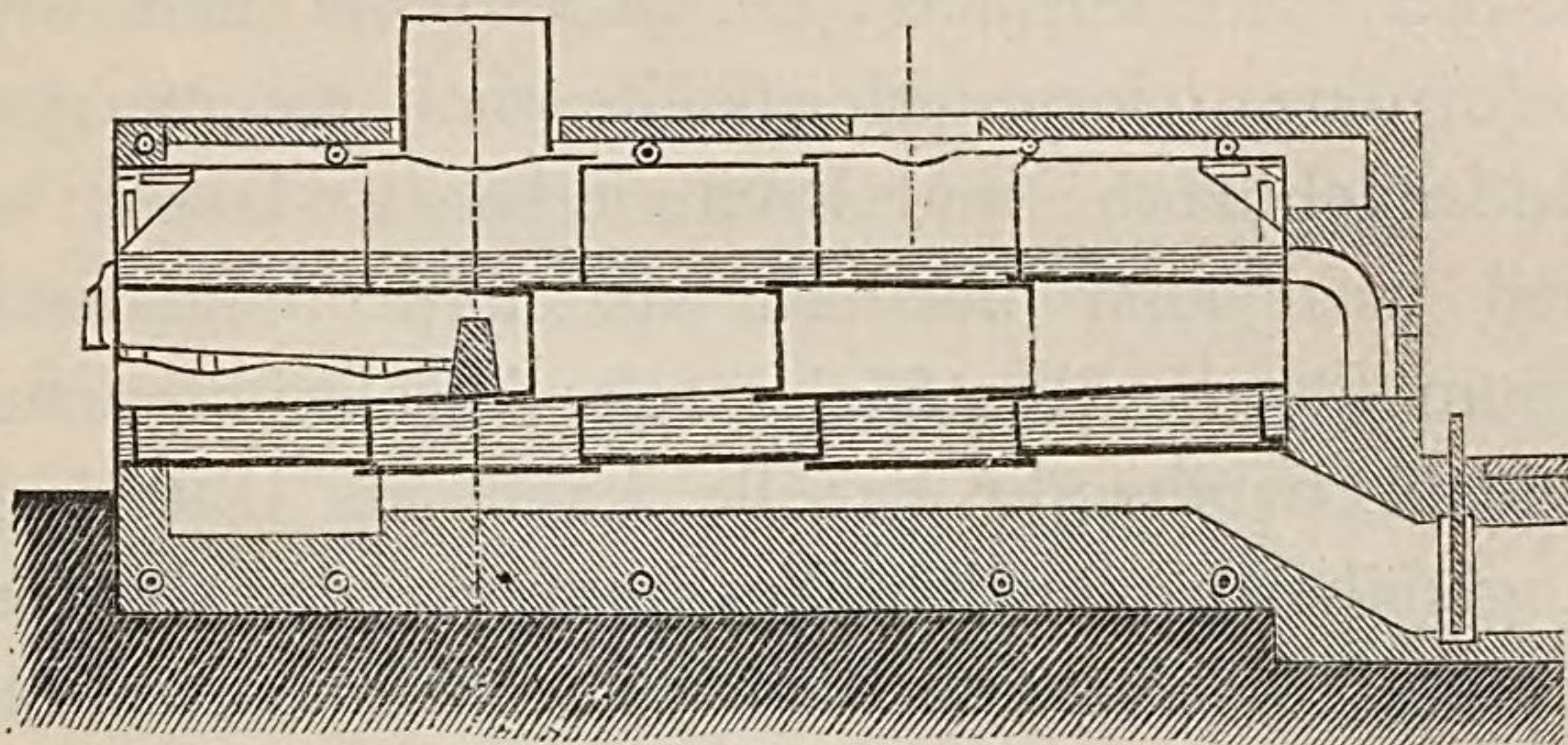
Das Kesselsystem mit Unter- und Nebenkesseln eignet sich für grössere Anlagen und continuirlichen Betrieb sehr gut, besonders auch dann, wenn das Wasser kesselsteinhaltig ist.

Sehr häufig wird der Cylinderkessel mit einem oder zwei Flammrohren versehen, wobei der Rost in das Flammrohr hineingelegt werden kann, so dass man eine sogenannte Innenfeuerung erhält.

Derartige Innenfeuerungskessel mit einem Flammrohre werden als Cornwallkessel bezeichnet, während die Kessel mit zwei Flammrohren den Namen Fairbairn- oder Lancashirekessel führen, doch werden dieselben auch zuweilen als Cornwallkessel bezeichnet. Hinsichtlich des Verdampfungsvermögens pro Gewichtseinheit Kohle sind nach genauen Versuchen die Innenfeuerungskessel keineswegs besser als die Siederkessel, wenigstens verschwindet der geringe Unterschied, der sich zu Gunsten der Innenfeuerungskessel bei sehr sorgsamer Bedienung herausstellen kann, im praktischen Betriebe gänzlich. Da aber der Flamm-

rohrkessel bei gleichem Dampfdrucke für seine Rohre bedeutend stärkere Bleche erfordert als der Siederkessel, so stellt sich Gewicht und Preis des Siederkessels ver-

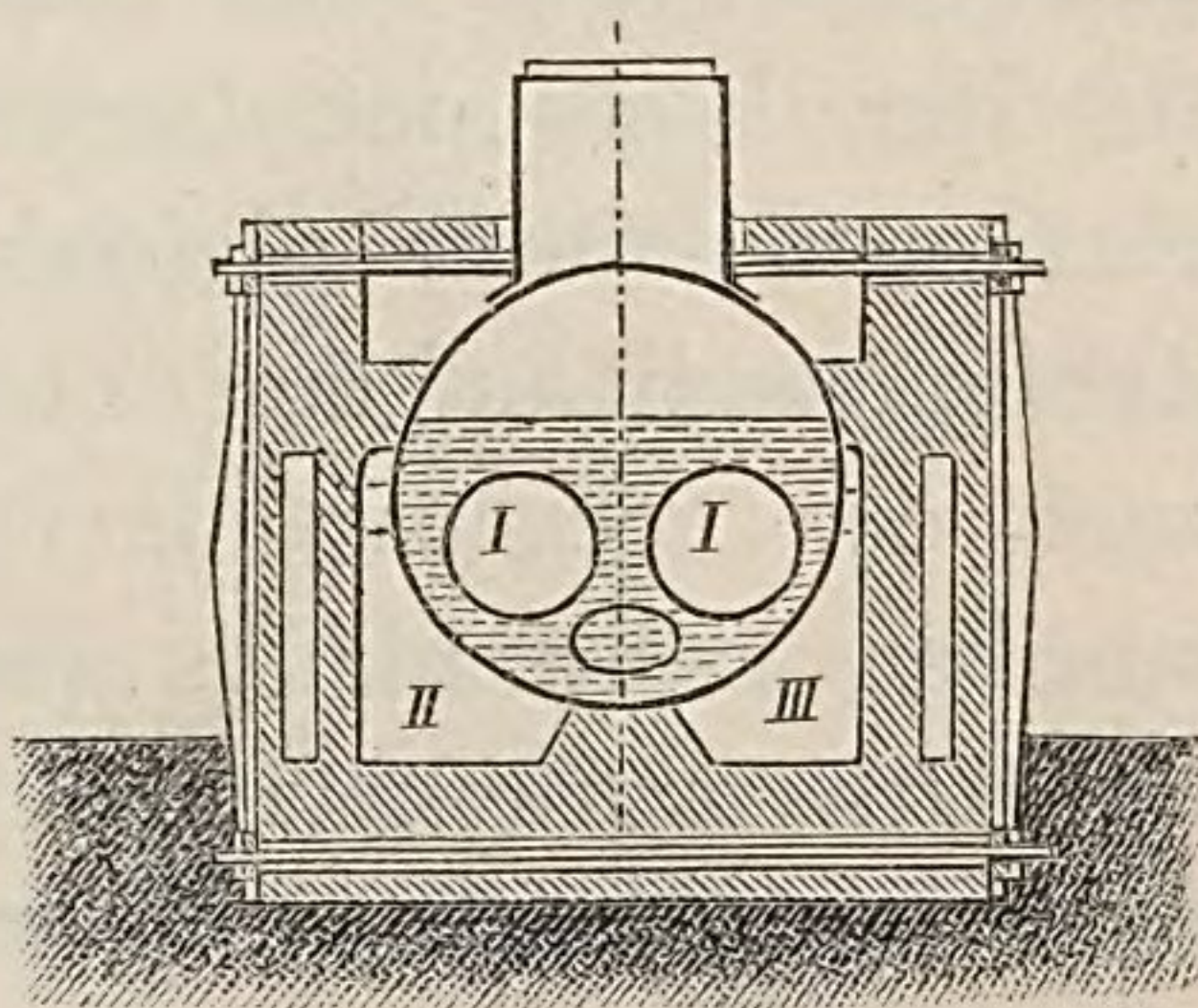
Fig. 60.



hältnissmässig niedriger, und Alles in Allem kostet die Production der Gewichtseinheit Dampf im Siederkessel weniger als im Flammrohrkessel.

Die Anordnung der Feuerzüge für einen Flammrohrkessel mit Innenfeuerung ist aus Fig. 60 und 61 zu ersehen. Die Feuergase ziehen zuerst in den beiden Flammrohren *II* nach dem hinteren Kesselende, wo dieselben

Fig. 61.



sich vereinigen und dann zusammen zuerst den Canal *II* nach vorne und hierauf den Canal *III* nach hinten durchziehen, um von da in den Schornstein zu gelangen. Die Anordnung der Canäle kann jedoch auch so erfolgen, dass die aus den beiden Flammrohren am hinteren Kesselende vereinigten Gase zusammen die untere Kessel-

seite nach vorne bestreichen und dann oberhalb des Kessels über dessen Dampfraum zurück nach dem Schornsteine gelangen. In der Reinigung und Reparatur bieten die Flammrohrkessel viel mehr Schwierigkeiten als die Siederkessel, dagegen haben sie den Vorthail, dass sie eine grosse Heizfläche bei einem geringen Aufbaue nach Höhe und Breite erlangen lassen; dieser Vorthail wird aber insofern wieder problematisch, als der Raum für die Rostfläche sehr beschränkt ist.

Die nachstehende Tabelle kann als Unterlage für die angenäherte Gewichtsbestimmung der bisher vorgeführten Kesselsysteme dienen. Wir entnehmen dieselbe dem Artikel »Dampfkessel« im Technischen Wörterbuche von Karmarsch und Heeren, 2. Auflage. Die Tabelle enthält das Gewicht per 1 Quadratmeter wasserberührter Heizfläche (inclusive Nietung, Stutzen u. s. w.) und das Totalgewicht je eines Kessels von 60 Qu.-Mtr. Heizfläche. Da der Preis per Gewichtseinheit bei diesen Kesselsystemen nahezu gleich ist, so kann man aus diesen Zahlen auch auf den Preis schliessen. Die Tabelle ist nach der Preisliste einer der bedeutendsten Maschinenfabriken Deutschlands zusammengestellt, und ist dabei ein Betriebsdruck von 5 Atmosphären angenommen.

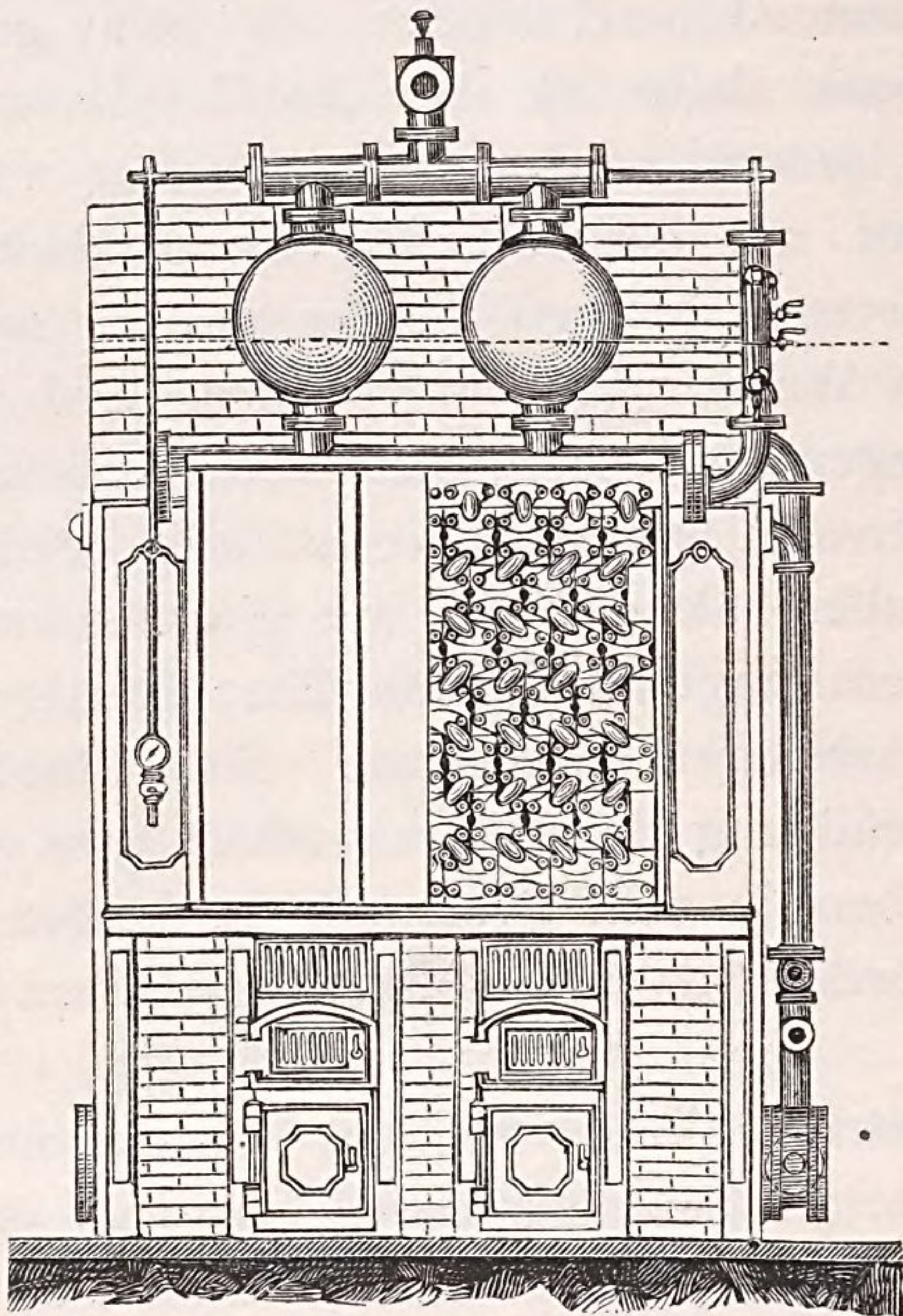
S y s t e m	Ungefähres Gewicht in Kilogramm	
	per 1 Qu.-Mtr.	des ganzen Kessels von 60 Qu.-Mtr.
Walzenkessel	214	—
Kessel mit einem Unterkessel .	160	—
Kessel mit zwei Unterkesseln .	130	8100
Kessel mit einem Flammrohr .	210	12000
Kessel mit zwei Flammrohren .	220	14000

Anstatt eines oder zweier genieteter weiter Flammrohre wendet man auch öfter eine grössere Anzahl gezogener enger Feuerröhren an, und so entsteht ein sogenannter Feuerröhrenkessel, wie dies der Locomotivkessel ist. Bei einem solchen Kessel ist der Wasserraum infolge der vielen durch denselben hindurch gehenden Feuerröhren bedeutend beschränkter, als beim gewöhnlichen Cylinderkessel, dafür ist aber die Heizfläche bedeutend vergrössert, jedoch wird ein scharfer Zug verlangt, um die Feuerluft mit der nöthigen Schnelligkeit durch die engen Röhren zu bringen. Ferner müssen solche Kessel mit reinem Wasser gespeist werden, weil die eng bei einander liegenden Röhren sich vom Kesselstein im Innern des Kessels gar nicht vollständig reinigen lassen; man hat daher solche Kessel mit einem herausziehbaren Röhrensystem angeordnet, um diese Reinigung ausserhalb bewerkstelligen zu können. Eine Möglichkeit der besseren Reinigung der Röhren erhält man auch, wenn man dieselben in zwei Systemen zu beiden Seiten des Kessels anordnet, damit ein Mann dazwischen hinkriechen kann.

In ähnlicher Weise wie der Flammrohrkessel mit dem vielröhrigen Feuerrohrkessel verwandt ist, tritt eine Verwandtschaft zwischen dem Siederkessel und sogenannten Wasserröhrenkessel hervor, bei welchem letzterem der Wasserraum sich auf viele enge Röhren vertheilt, wodurch ebenfalls eine bedeutende Vergrösserung der Heizfläche erreicht wird. Ausserdem sind diese Wasserrohrkessel vorzüglich für hohe Dampfspannungen geeignet, indem die engen Röhren auch schon bei verhältnissmässig geringer Blechdicke einem sehr hohen Drucke

genügenden Widerstand zu bieten vermögen. Als ein vorzüglicher Typus dieser Kessel ist der Rootkessel zu nennen, der als amerikanische Erfindung eine grosse Verbreitung in allen Ländern gefunden hat.

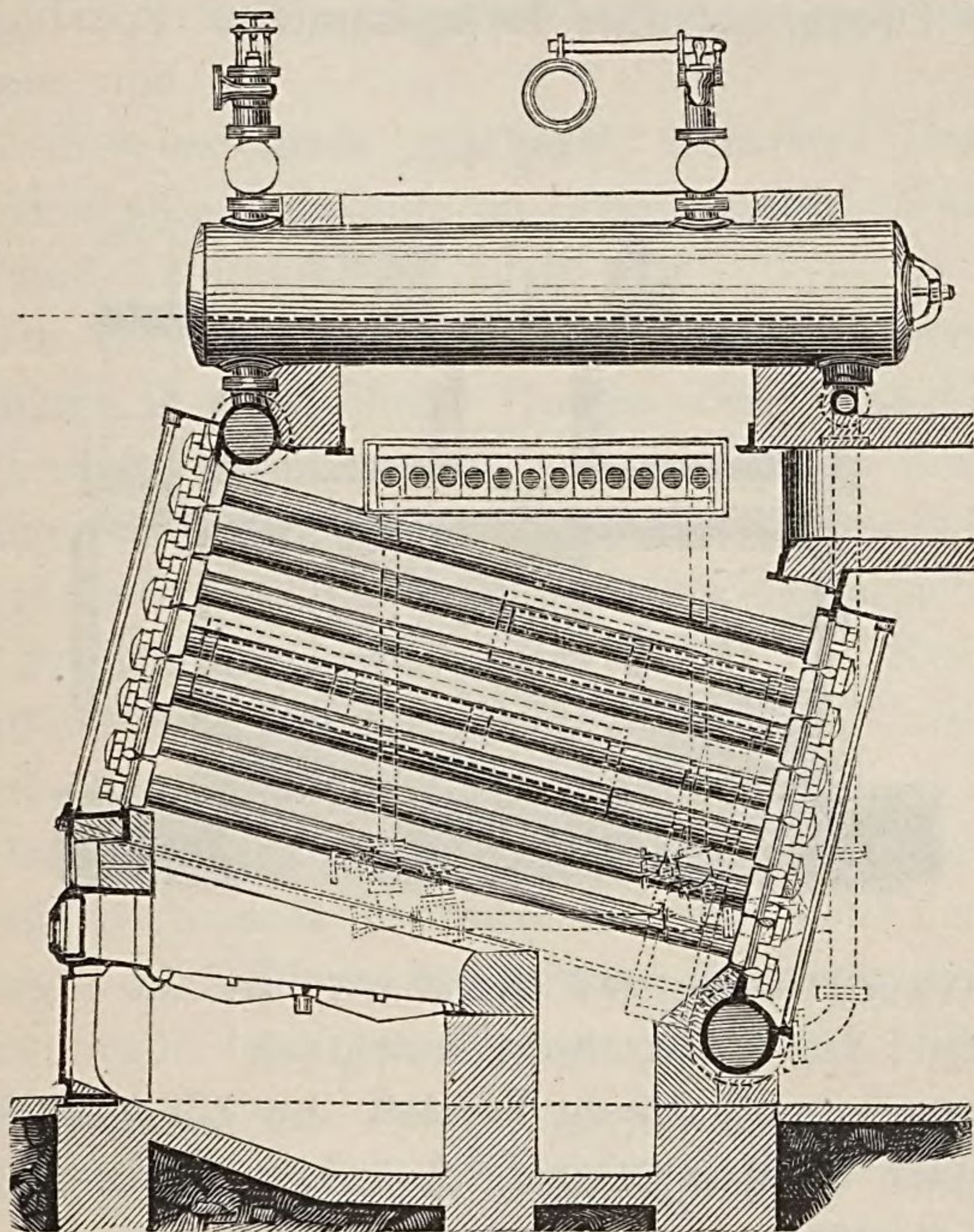
Fig. 62.



Im Allgemeinen bestehen diese sogenannten Sicherheitskessel aus schmiedeeisernen Siederöhren, die nach hinten geneigt, in Schichten übereinander gelagert und durch Verbindungsstücke untereinander, sowie von unten mit einem gemeinschaftlichen Wasserbehälter und von oben mit einem gemeinschaftlichen Dampfsammler mittels

besonders dazu hergestellter Dichtungsringe verbunden sind, welche jedem Rohre, unabhängig von den anderen Rohren des ganzen Systems, eine selbstständige Ausdehnung gestatten. Jede obere Röhrenschiicht ist über

Fig. 63.

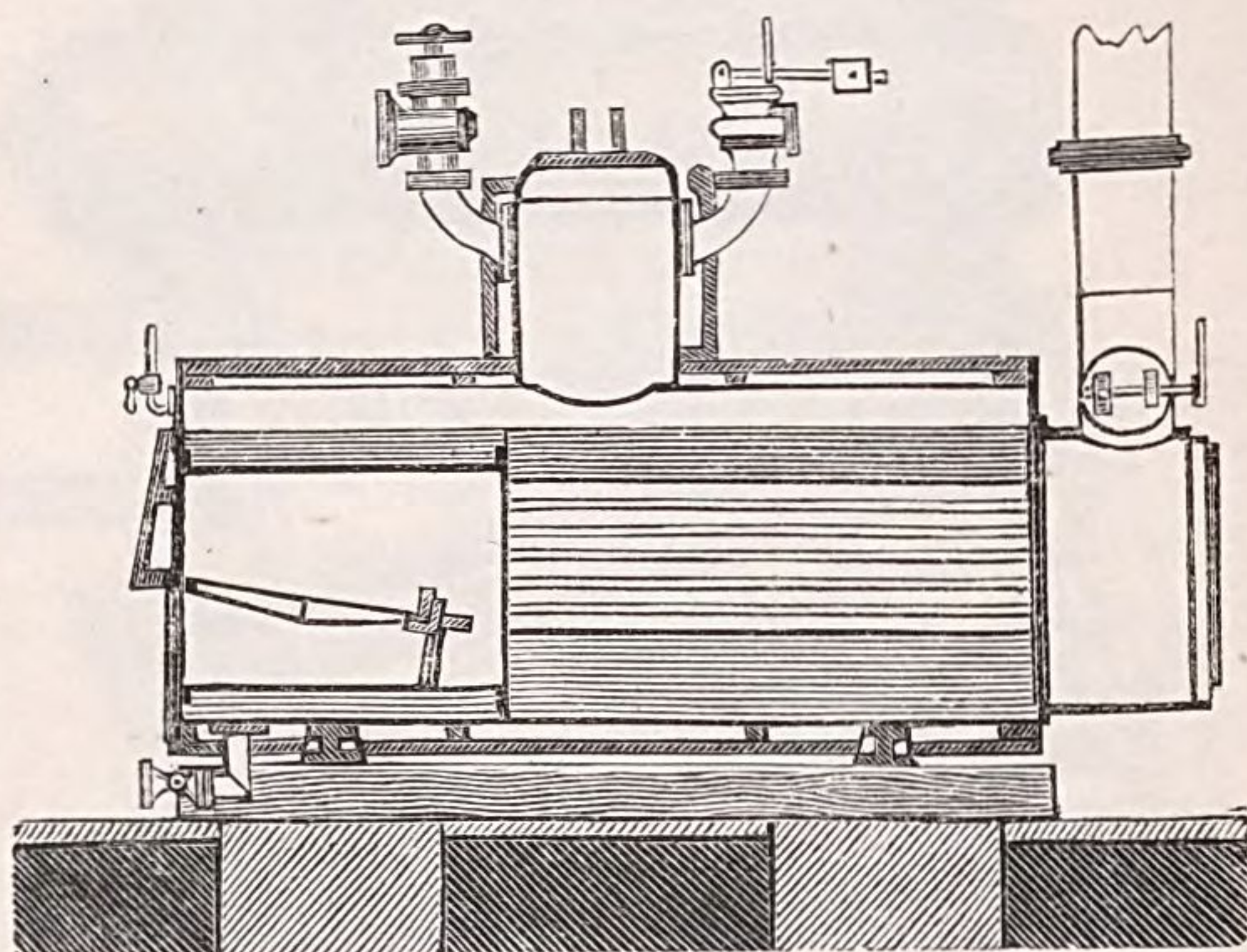


der unteren so gelagert, dass die oberen Röhren über den Zwischenräumen der unteren liegen und die rechtwinkelig gegen die Röhren stossenden Heizgase gezwungen werden, jedes einzelne Rohr an seiner ganzen Oberfläche zu bestreichen, bevor sie in den Schornstein

ziehen, während das Wasser im Innern der Röhren sich befindet und in diesem möglichst vertheilten Zustande die Wärme auf das Vollkommenste aufnimmt.

Fig. 62 und 63 zeigen einen Rootkessel der Firma Walther & Co. in Kalk am Rhein. Wie aus der Vorderansicht (Fig. 62) ersichtlich ist, hat dieser Kessel zwei grössere Oberkessel oder Dampfsammler. Die Lage der

Fig. 64.



engen Wasserröhren und des Rostes ist aus Fig. 63 im verticalen Längsdurchschnitt ersichtlich.

Wenn es sich darum handelt, im beengten Raume einen stark verdampfenden, d. i. einen mit möglichst grosser Heizfläche versehenen Kessel anzulegen, so ist die in Fig. 64 abgebildete Construction zu empfehlen. Dieser sogenannte Feuerröhrenkessel ist nach dem Typus der Locomotivkessel gebaut. Der Rost befindet sich in der ringsum von Wasser umgebenen Feuerbüchse, und die Feuergase ziehen durch eine grosse Anzahl

enger, im Wasserraume des Kessels befindlicher Röhren nach der mit dem Schornstein verbundenen Rauchkammer.

Ueber Kesselanlagen im Allgemeinen ist Folgendes zu bemerken.

Von einer guten Kesselanlage muss man verlangen:

1. die Anlage muss zweckentsprechend und dauerhaft sein, und

2. dieselbe muss möglichst trockenen Dampf mit dem geringsten Aufwande an Brennmaterial, Bedienungsarbeit und Capitalanlage liefern.

Um der ersten Anforderung nachzukommen, muss die Anlage in allen ihren Theilen der Oertlichkeit und den speciellen Verhältnissen, unter denen sie functioniren soll, angepasst sein. Es müssen die Eigenschaften des Speisewassers und des Brennmaterials berücksichtigt, die Höhe der Dampfspannung, die Grösse des Kessels, beziehentlich die Grösse der Heizfläche und von dessen übrigen Dimensionen richtig gewählt sein.

Die Eigenschaften des Speisewassers und des Brennmaterials bestimmen hauptsächlich die Wahl des Kesselsystems. Vom Einflusse des ersteren kann man sich jedoch befreien, wenn man das Wasser vor der Einführung in den Kessel auf chemischem Wege reinigt, d. h. von seinem Gehalte an aufgelöstem kohlensauren und schwefelsauren Kalk befreit. Reines Wasser lässt manche Kesselconstructionen als praktisch erscheinen, welche bei kesselsteinhaltigem Wasser absolut unzulässig sind. In diesem letzteren Falle ist hauptsächlich darauf zu sehen, dass das Innere des Kessels leicht zugänglich ist und überall vom Kesselstein gereinigt werden kann.

Die Eigenschaften des Brennmaterials bestimmen in erster Linie die Form und Grösse des Rostes und des Feuerherdes. Hiervon hängt aber mehr oder weniger die Form und Construction des ganzen Kessels ab. Je geringer z. B. die Heizkraft des Brennmaterials im Vergleich mit dessen Volumen ist, um so weniger eignet es sich für Kessel mit innerer Feuerung, während für gute Steinkohlen derartige Kessel sich ganz gut bewähren.

Mit Rücksicht auf die Höhe des Dampfdruckes, für welchen der Kessel gebaut werden soll, ist darauf hinzuweisen, dass die ersten Dampfkessel, welche überhaupt gebaut wurden, nur für sehr niedrigen Druck bestimmt waren. Im Laufe der Entwicklung des Dampfmaschinen-Betriebes kam man auf immer höhere Dampfspannungen, und auch gegenwärtig ist die Grenze wohl kaum erreicht, da es als recht gut möglich erscheint, dass man gewöhnliche Dampfmaschinen mit 10 bis 12 Atmosphären Ueberdruck betreiben kann. Bei neuen Anlagen ist deshalb empfehlenswerth, den Kessel für hohe Dampfspannung zu wählen.

Um die Grösse der Kesselanlagen richtig bestimmen zu können, soll der stündliche Wasserverbrauch und der Brennmaterialconsum, welcher nothwendig ist, um die vom Kessel verlangte Leistung zu erzielen, oder doch mindestens eines von beiden bekannt sein. In zweifelhaften Fällen macht man natürlich die Anlagen besser zu gross als zu klein. Wo es thunlich ist, soll man auch nicht den ganzen Betrieb von einem einzigen Kessel abhängig machen. Sobald der stündliche Kohlenverbrauch 150 Kg. und der Wasserverbrauch 1000 Liter überschreitet, oder sobald die Heizfläche mehr als 60 Qu.-Mtr. beträgt, ist

es unbedingt anzurathen, zwei gleich grosse selbstständige Kessel anzulegen, von denen jeder etwas mehr als die Hälfte der ganzen Betriebskraft zu leisten vermag. Man kann alsdann den einen putzen und repariren, während der andere im Betriebe ist, so dass man keinen vollständigen Stillstand zu befürchten hat.

Die einzelnen Kesseldimensionen müssen so gewählt sein, dass der Kessel in allen Theilen von innen gut befahren und gereinigt werden kann. Ebenso sollen die umhüllenden Zugcanäle gut zu reinigen sein, und wenn auch nicht befahrbar, doch so eingerichtet werden, dass man mittels eines durch die Putzöffnung eingeschobenen Lichtes diese Canäle, sowie die darin liegenden Kesseloberflächen möglichst überall besichtigen kann. Diesen Anforderungen entsprechen im Allgemeinen kurze und weite Kessel viel besser, als solche mit langgestreckten, engen Formen; jedoch sind die letzteren wiederum viel günstiger für die Wärmeausnutzung und für hohe Dampfspannung, und diese Vortheile sind meist massgebend.

Kein Siederohr oder Vorwärmer soll unter 50 Cm. Durchmesser haben, und lange Sieder und Vorwärmer soll man lieber 60 Cm. weit machen; dieselben sollen an beiden Seiten aus der Einmauerung hervorragen und mit Mannlöchern versehen sein. Bei Kesseln mit innerer Feuerung ist darauf zu sehen, dass der Hohlraum zwischen Feuerrohr und Aussenkessel gut befahrbar ist und überall gereinigt werden kann. Es verlangt dies zwar sehr grosse Durchmesser der Aussenkessel und die Kessel werden schwerer und theurer, als solche mit engem Zwischenraum, dafür aber sind die weiten Kessel

auch viel leichter solid auszuführen, die Wirkungen der verschiedenen Ausdehnungen sind weniger nachtheilig und die Kessel sind dauerhafter und leichter zu repariren. Will man das grosse Gewicht und den hohen Preis grosser, weiter Flammrohrkessel in etwas umgehen, so wähle man Siederkessel und zwar für starke Leistung am besten Dreisiederkessel.

Ein Kessel, der allen Anforderungen entspricht, kann übrigens nicht der billigste sein, und man muss bei der Anschaffung stets mehr auf die Qualität des Kessels, als auf den Preis sehen. Der Mindestfordernde wird selten das Vorzügliche liefern, und wenn irgendwo, so gilt es hier, dass schlechte Waare um jeden Preis zu theuer ist.

Um eine möglichst hohe Nutzleistung zu erzielen, d. i. um einen möglichst hohen absoluten und ökonomischen Effect bei geringem Aufwande an Brennmaterial, Bedienungsarbeit und Capitalanlage zu erhalten, muss eine Dampfkesselanlage den folgenden Bedingungen entsprechen:

Es muss aus dem Brennmaterial möglichst viel Wärme entwickelt und diese Wärme dem Kessel möglichst vollständig zugeführt und zur Dampfbildung verwendet werden.

Die Entwicklung der grössten Wärmemenge aus einem gegebenen Quantum Brennmaterial ist offenbar das Erste und Wichtigste. Nur wenn viel Wärme bei möglichst hoher Temperatur entwickelt wird, vermag der Kessel viel Wärme aufzunehmen.

Wenn die Wärmeproduction mangelhaft ist, muss auch die Dampferzeugung mangelhaft sein. Es wird im

Allgemeinen dieser Umstand noch viel zu wenig berücksichtigt, denn gewöhnlich werden die Kessel nur nach der Grösse und Form der Heizfläche gekauft.

Um dieser ersten Bedingung nachzukommen, muss der Verbrennungsraum und der Rost der Natur des Brennmaterials angepasst sein und das Feuer muss richtig bedient werden.

Wie nun Verbrennungsraum und Rost beschaffen sein und wie das Feuer bedient werden muss, soll zunächst durch die folgende Betrachtung erläutert werden.

Es werden entwickelt bei der Verbrennung von 1 Kg. Kohlenstoff (C) zu Kohlenoxyd (CO) 2473 Wärmeinheiten*), von 1 Kg. Kohlenstoff (C) zu Kohlensäure (CO_2) 8080 Wärmeeinheiten.

Ist die Kohlenschicht auf dem Roste zu hoch, so bildet die zuströmende Luft durch Verbrennung der Kohle von unten CO_2 ; indem aber dieses Gas durch die darüber lagernden glühenden Kohlenschichten aufsteigt, wird dasselbe zu CO reducirt, und dabei werden 5607 von den vorher erzeugten 8080 Wärmeeinheiten wieder gebunden. Für die Erzielung des höchsten Heizeffectes ist also das Entweichen von halbverbranntem Kohlenstoff in der Form von Kohlenoxyd nach dem Feuerraume zu vermeiden und mit allen zu Gebote stehenden Mitteln dafür zu sorgen, dass nur das höchste Verbrennungsproduct des Kohlenstoffes, d. i. Kohlensäure, mit möglichst hoher Temperatur an die Heizfläche des Kessels gelangt. Reducirt man deshalb die Kohlenschicht auf dem Roste um 4—5 Cm., so genügt

*) Eine Wärmeeinheit oder Calorie ist diejenige Wärmemenge, welche nöthig ist, um 1 Kg. Wasser um 1 Grad Celsius zu erwärmen.

bei einem feinstabigen Roste schon ein mässiger Zug, um eine vollständige Verbrennung zu erhalten.

Das Maximum der Temperatur werden die Verbrennungsproducte erreichen, wenn gerade so viel Luft zuströmt, als erforderlich ist, um nur Kohlensäure, Stickstoff und Wasserdampf als Endproducte der vollständigen Verbrennung des Brennmaterials und der Luft in den abziehenden Verbrennungsgasen entweichen zu lassen.

Strömt zu viel Luft zu, so wird allerdings eine vollständige Verbrennung stattfinden, aber es wird viel überschüssige Luft mit erwärmt, daher die Gesamtwärme auf ein viel grösseres Gasquantum vertheilt, und so dessen Temperatur erniedrigt. Ein grösseres Gasquantum von niedrigerer Temperatur verlangt aber eine viel grössere Heizfläche zur Ausnutzung der Wärme, als ein geringeres Gasquantum, welches dieselbe Wärmemenge in sich birgt und demzufolge eine höhere Temperatur hat.

Eine geringe Menge der Feuergase mit möglichst hoher Anfangstemperatur und eine möglichst vollständige Verbrennung wird man in der Praxis durch kleine Rostflächen mit hoher Beschickung erreichen, wobei jedoch starker Rauch aus dem Schornsteine entweichen wird.

Versuche mit Dampfkesselfeuerungen, welche 1859 zu Mülhausen im Elsass und 1876 vom Magdeburger Dampfkesselrevisionsverein angestellt wurden, haben erwiesen, dass die unvollkommene Verbrennung, d. h. der Procentsatz der nur zu Kohlenoxyd verbrannten Kohle, nur in geringem Zusammenhange mit der Rauchbildung steht, so dass also das Entweichen starker Rauchwolken keineswegs immer für eine schlechtere

Wärmeausnutzung spricht, im Vergleich zu Feuerungen, bei denen man weniger Rauch entweichen sieht. Sehr häufig wird die schwächere Rauchbildung durch einen Ueberschuss der durch die Feuerung ziehenden Luft bewirkt und beruht nur auf einer Täuschung, indem der mit Luft vermischte Rauch durchsichtiger ist und daher weniger auffällig wird. Thatsache ist aber, dass die Wärmeverluste einer Feuerung abnehmen, je mehr die derselben zugeführte Luftmenge sich dem Minimum der überhaupt zur vollständigen Verbrennung nöthigen Luft, d. i. der theoretischen Luftmenge, nähert. Je geringer aber diese Luftmenge ist, um so höher ist die Temperatur im Feuerraume und um so günstiger liegen die Verhältnisse für die Ausnutzung der Wärme durch den Dampfkessel.

Für gewöhnlich nimmt man an, dass die Aufnahme der Wärme durch die Kesselwand der Differenz der Temperaturen der Heizgase und des Kesselwassers proportional sei. Diese Annahme scheint jedoch nicht immer mit den Beobachtungen, welche man bei dem Dampfkesselbetriebe gewonnen hat, übereinzustimmen, vielmehr weisen gewisse Resultate darauf hin, dass das Wärmeabsorptionsvermögen der Kesselwände mit steigender Temperatur in einem höheren Verhältniss wachse als nach der einfachen Proportion. Professor R. R. Werner in Darmstadt hat zuerst auf diese Thatsache hingewiesen*) und mit Rücksicht auf eine Reihe von Verdampfungsversuchen, welche seiner Zeit vom Professor Noeggerath in Brünn angestellt wurden, eine neue Dampfkessel-

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Bd. 21, Heft 4.

theorie entwickelt, von welcher wir im Folgenden die Grundzüge wiedergeben.

Es sei t die Temperatur nach Celsius von Wasser und Dampf, der Dampfspannung entsprechend; t_0 die Temperatur des Speisewassers; T_0 die Temperatur der Atmosphäre; T_1 die Temperatur der nach dem Schornsteine abziehenden Gase; F die Heizfläche des Oberkessels in Quadratmeter; R die totale Rostfläche; F_1 die Heizfläche des Vorwärmers; B der stündliche Brennmaterial-Verbrauch nach Abzug des Aschengehaltes in Kilogramm; $K = K_0 y_1$ die mit jedem Kilogramm Brennmaterial erzeugte Wärme, wobei unter K_0 die theoretische Wärmemenge des Brennmaterials und unter y_1 der Wirkungsgrad der Feuerung verstanden ist; q die zum Verbrennen von 1 Kg. Brennmaterial nöthige atmosphärische Luft in Kilogramm; $c = 0,24$ die specifische Wärme der Brenngase bei constantem Druck.

Nach der bisherigen Auffassung ist μ das Wärmedurchgangsvermögen per Quadratmeter, per Stunde und per 1 Grad Temperatur-Differenz, ausgedrückt in den auf 1 Kg. Wasser bezogenen Wärmeeinheiten oder Calorien. In der neuen Bezeichnungsweise wird die stündliche Menge der per Quadratmeter durchgehenden Wärme ausgedrückt durch die Formel:

$$\mu = m (z - t) x,$$

worin $z - t$ die Temperatur-Differenz zwischen den Heizgasen und dem Wasser bedeutet. Die Kesselfeuerung liefert stündlich $B k$ Calorien in $B q$ Kilogramm Heizgasen, weil vorausgesetzttermassen das ganze Gewicht B des Brennmaterials durch die Verbrennung in Gasform verwandelt wird; die Temperatur dieser Gasmenge wird

durch die Entziehung von $B \cdot q \cdot c$ Calorien um 1 Grad erniedrigt, und man hat daher für die Feuertemperatur:

$$(T_3 - T_0) B q c = B k,$$

woraus folgt:

$$T_3 = \frac{k}{q c} + T_0.$$

Durch vergleichende Berechnung der oben erwähnten Noeggerath'schen und anderer Versuche hat Professor R. Werner für die oben aufgeführte Grösse μ der per Quadratmeter und Stunde durch die Heizfläche gehenden Wärmemenge μ den Werth gefunden:

$$\mu = 0,06 (z - t)^2$$

und darauf basirt derselbe die weiteren Rechnungen.

In diese Berechnungen wird auch der Kostenpunkt mit herein gezogen, um die Minimalkosten zu bestimmen, welche zur Erzeugung von 1 Kg. Dampf in einem Nichtstromkessel nöthig sind.

Aus diesen Rechnungen geht hervor, dass die Kostenerhöhung dieselbe bleibt, ob man mit einem Mehrfachen oder mit einem Bruchtheile des normalen Kohlenquantums feuert, vorausgesetzt dass die zugeführte Luftmenge proportional zu- und abnimmt und die Verbrennung gleich vollständig ist. Der Schornstein muss hierbei so viel Zugkraft besitzen, dass er die normale Luftmenge bei nur theilweise geöffnetem Rauchschieber abführt, so dass er erst bei der Maximal-Luftmenge ganz offen ist.

Der grösste zulässige Betrag des zu verbrennenden Kohlenquantums ist also nicht allein abhängig vom Kostenpunkte, sondern auch von der Zugkräftigkeit des Schornsteins. Die kleinste Menge muss eine immer noch

genügend hohe Temperatur im Schornstein ergeben und es einem geübten Heizer möglich machen, dass er mit so vermindertem Heizmaterial den Rost während einer Beschickungsperiode mit einer gleichförmig hohen Schicht beschicken kann.

Den vortheilhaftesten stündlichen Kohlenverbrauch bei gegebener Heizfläche erhält man aus der Gleichung:

$$\frac{F}{B_2} = \frac{b}{q} \cdot h,$$

worin

$$h = \sqrt{\frac{f q c}{m b (T_3 - t)}}$$

und B_2 das für ein gegebenes F vortheilhafteste stündliche Brennmaterialquantum bezeichnet.

Wenn also die stündlich zu verbrennende Kohlenmenge B gegeben ist, so findet man aus dieser Gleichung:

$$T_2 = B \frac{b}{f} h$$

zur Bestimmung der vortheilhaftesten Heizflächengrösse für ein gegebenes B .

Aus den weiteren Entwicklungen lässt sich die Folgerung ableiten, dass eine schon erhebliche Vergrößerung der Heizfläche des Kessels über die normale Grösse hinaus auf die Menge des zu verdampfenden Wassers von sehr geringem Einfluss ist.

Was die directe Heizfläche, d. h. die über dem Roste befindliche, senkrecht vom Feuer bestrahlte Heizfläche betrifft, so wird diese nicht, wie die indirecte Heizfläche von den Gasen bestrichen. An dem vorderen Theile der directen Heizfläche strömen gar keine Gase, an dem mittleren Theile nur die Hälfte derselben ent-

lang, und erst an der Feuerbrücke kommt die ganze Brenngasmenge zu derjenigen Wirkung, worauf die vorstehende Rechnung sich stützt.

Um dieselben Rechnungen auf die directe Heizfläche anzuwenden, müsste man q variabel, die Gastemperatur constant $= T_3$ annehmen und der so berechneten Wärmezufuhr auch noch die aus der Strahlung hervorgehende Wärme hinzufügen. An Stelle eines derartigen Verfahrens kann man die Feuerung als Vorfeuerung annehmen, wobei vorausgesetzt wird, dass kein Verlust durch Ausstrahlung stattfindet. Die directe Heizfläche ist dann als indirecte Heizfläche in Rechnung zu stellen, so dass dieselben Formeln zu benutzen sind, um zunächst die Temperatur an der Grenze derselben und dann die Verdampfungstemperatur zu bestimmen, worauf diese Ergebnisse mit den bisher über die Wirkung der indirecten Heizflächen gemachten Resultaten zu vergleichen sind.

Der grossen Wärmedurchlässigkeit bei so hohen Temperaturen, wie die des Feuerraumes ist, muss es auch zugeschrieben werden, dass bei Vorfeuerungen, trotz der geringen Leitungsfähigkeit der gemauerten Wandungen, doch ein merklicher Verlust von Wärme angenommen werden muss, welcher bei inneren Feuerungen nicht stattfindet. Dagegen ist in letzteren nur bei gutem Brennmaterial auf eine genügend vollständige Verbrennung zu rechnen, weshalb für schlechte Brennstoffe eine Vorfeuerung trotz des Wärmeverlustes den Vorzug verdient. Das Mauerwerk, welches als Wärmespeicher dient, strahlt nach dem Aufschütten diejenige Wärmemenge auf die Verbrennungsproducte aus, welche ohne diesen Zuschuss nicht vollständig verbrennen könnten.

Geht man nun zur Vergleichung der verschiedenartigen Brennmaterialien über, so stellt sich Folgendes heraus:

Man wähle zur Vergleichung Steinkohlen mit innerer Feuerung gegenüber Braunkohlen mit Vorfeuerung. Bei dem angenommenen Kohlenpreisverhältniss von $2,5 : 1$ braucht der Kessel für Braunkohlen nur wenig grösser zu sein, als der für Steinkohlen, gleiche Dampfproduction vorausgesetzt. Dem Gewicht nach sind $1,85$ mal mehr Braunkohlen als Steinkohlen zu verbrennen; das giebt, den Kubikmeter Steinkohlen zu 900 Kg. und den von Braunkohlen zu 700 Kg. gerechnet, ein Raumverhältniss von $2,38 : 1$. Die Schichtenhöhen der Kohlen von gleicher Korngrösse können sich aber, gleiche Zugkraft des Schornsteines vorausgesetzt, umgekehrt wie die Quadrate der Durchgangs-Geschwindigkeiten der Luft, im vorliegenden Falle wie $2^2 : 3^2 = 4 : 9$ verhalten. Das giebt $2,38 \cdot \frac{4}{9} = 1,06$ und dies ist das Verhältniss der Heizflächen.

Des Umstandes wegen, dass die Asche der Braunkohlen mehr als diejenige der Steinkohlen die Zwischenräume verstopft, ist es gerathen, den Braunkohlenrost noch etwas grösser als in dem Verhältniss der Rostfläche zur Heizfläche anzunehmen. Als zweckmässig darf gelten, dass im Mittel stündlich 70 Kg. Steinkohlen auf jedem Quadratmeter Rostfläche verbrannt werden. Bezeichnet man daher, wie früher angenommen, mit B die stündlich zu verbrennende Kohlenmenge (nach Abzug der Asche) in Kilogramm, mit R die totale Rostfläche in Quadratmeter und mit F die Heizfläche in Quadratmeter, so hat man für Steinkohlen:

$$\frac{B}{R} = 70, \frac{F}{B} = 0,4, \text{ folglich } \frac{F}{R} = 28$$

und für Braunkohlen:

$$\frac{1,06 F}{R} = 29,7 \text{ d. i. nahezu } = 30.$$

Aus den entwickelten Formeln geht hervor, dass die Produktionskosten des Dampfes einerseits nahezu den Kohlenpreisen proportional, andererseits aber in noch höherem Masse von der Heizraumtemperatur abhängig sind. Eine möglichst hohe Temperatur erzielt man aber mit Brennmaterial, welches einen hohen Heizwerth hat, und ferner, diesen Heizwerth dem Kohlenpreise proportional angenommen, durch einen hohen Wirkungsgrad der Feuerung bei möglichst geringem Luftverbrauche. Diese für die Dampferzeugungskosten sehr massgebenden Grössen sind aber wesentlich von der Tüchtigkeit des Heizers abhängig, beziehungsweise von dem Lohne, bei welchem man Fleiss mit Intelligenz gepaart verlangen kann.

Durch die Vorwärmung des Speisewassers werden nun zwar die Dampfproduktionskosten an sich vermindert, andererseits aber werden die Gesamtkosten durch diejenigen Kosten erhöht, welche die Beschaffung des vorgewärmten Speisewassers verursacht. Bei Anwendung eines Gegenstromvorwärmers, in welchem das Speisewasser bis zur Dampftemperatur vorgewärmt wird, wobei die Heizung des Vorwärmers durch die abziehenden Gase erfolgt, werden diese Kosten ein Minimum. Das Gegenstromprincip kommt hierbei dadurch zur Geltung, dass das Speisewasser dem Hauptkessel entgegengesetzt zur Richtung der abziehenden Feuergase zugeführt wird.

Aus den in dieser Beziehung angestellten Versuchen geht hervor, dass bei gleicher Grösse eines Gegenstrom- und Gleichstromvorwärmers der erstere um 6% billigeren Dampf liefert, als der letztere.

Hiermit dürfte das, was über die Dampferzeugung und die Dampfkessel zu sagen ist, in der Hauptsache erledigt sein.

Die Wirkung des Dampfes in der Dampfmaschine. — Der zum Betrieb einer Dampfmaschine verwendete Dampf wirkt einestheils ähnlich wie der hydraulische Druck durch die Verdampfungskraft des Kessels und andernteils durch die lebendige Kraft des Dampfes, welche durch dessen Ausdehnungsvermögen oder Expansion zur Geltung kommt.

Ist im Allgemeinen einem durch Wärmeaufnahme mit Arbeitsvermögen (potentieller Energie) begabten Gase in einem wärmedichten Cylinder mit verschiebbarem, durch Gegendruck belasteten Kolben die Ausdehnung gestattet, wobei der belastete Kolben durch die Volumenvergrößerung des Gases vorwärts geschoben wird, so wird das Arbeitsvermögen des Gases wirksam, die potentielle Energie verwandelt sich in kinetische oder lebendige Kraft, und es wird durch die Expansion Arbeit verrichtet. Hierbei wird Wärme verbraucht, und deshalb muss die Temperatur des expandirenden Gases, also unter gleichen Umständen auch die des Wasserdampfes sinken. Es findet in diesem Falle Expansion ohne Wärmezuführung, d. i. sogenannte adiabatische Expansion statt. Diese adiabatische Expansion (Expansion ohne Wärmezuführung) ist von einer Temperaturerniedrigung begleitet, und zwar sinkt mit Bezug auf

gesättigten Wasserdampf die Temperatur rascher als der Druck, so dass demnach eine theilweise Condensation stattfinden muss, damit durch die frei werdende Wärme der Dampf auf seiner, dem momentanen Drucke entsprechenden Sättigungstemperatur erhalten wird.

Wird umgekehrt gesättigter Wasserdampf in einem wärmedichten Cylinder, also ohne Wärmeableitung comprimirt, so tritt eine Temperaturerhöhung ein, und der Dampf geht in den Zustand der Ueberhitzung über. Hiernach ist es unmöglich, Dampf durch blosses Comprimiren ohne gleichzeitige Wärmeableitung zu condensiren.

Wenn gesättigter Wasserdampf in einem Cylinder durch Verschiebung eines belasteten Kolbens in der Weise expandirt, dass während der Volumenvergrößerung die Temperatur durch Wärmezuführung auf gleicher Höhe erhalten bleibt, so wird diese Volumenvergrößerung als isothermische Expansion (Expansion bei gleichbleibender Temperatur) bezeichnet. Indem also hierbei dem expandirenden Dampfe von aussen immer so viel Wärme zugeführt wird, dass seine Sättigungstemperatur nach Massgabe des momentanen Druckes erhalten bleibt, braucht keine Condensation des Dampfes zu diesem Zwecke (wie bei der adiabatischen Expansion) stattzufinden, daher bleibt bei dieser Volumenvergrößerung die Gewichtsmenge des Dampfes constant, weshalb man auch diese Zustandsänderung des Dampfes Expansion bei gleicher Dampfmenge benennt.

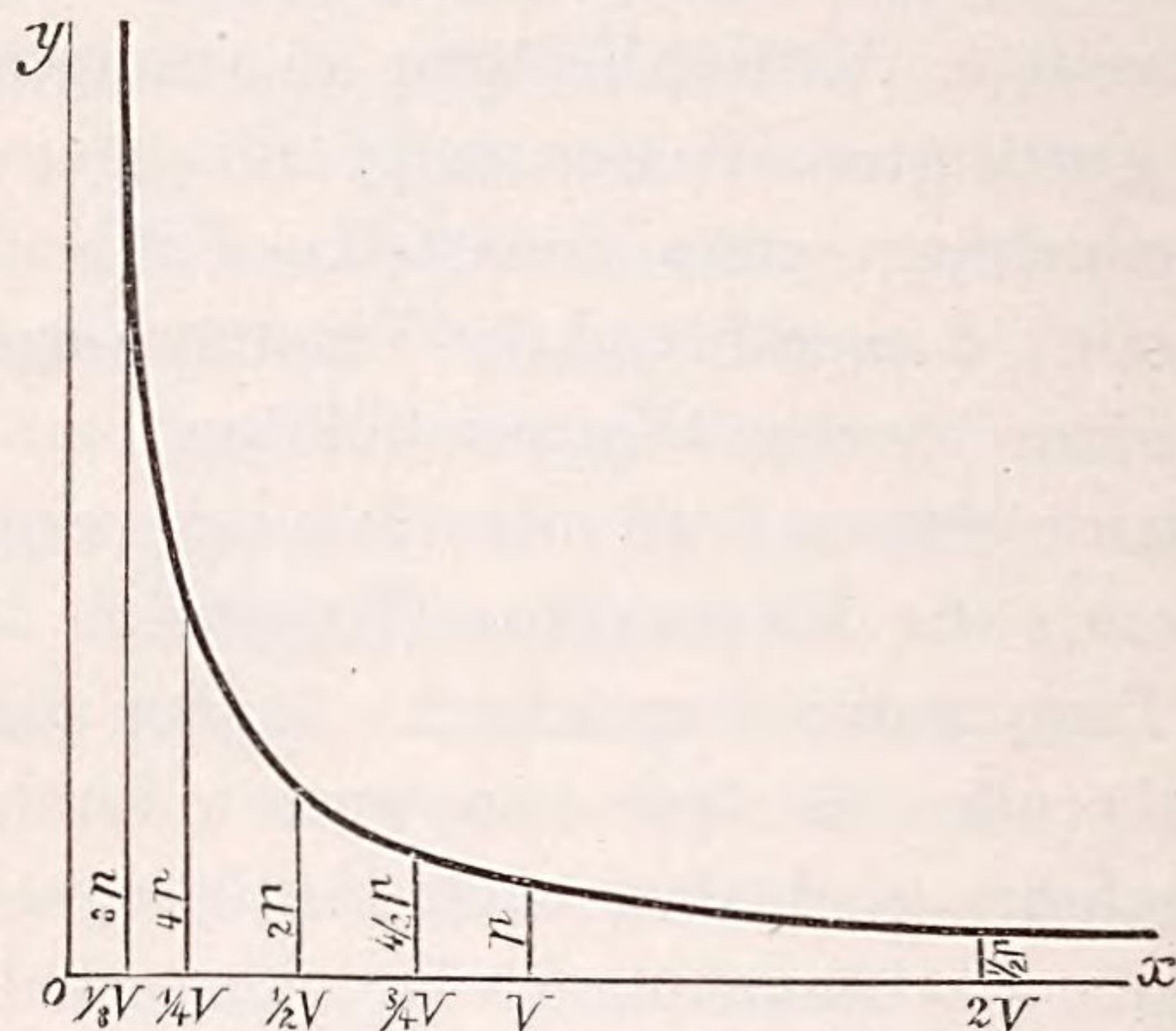
Die isothermische Expansion des gesättigten Dampfes findet nach dem Mariotte'schen Gesetze statt, nach welchem die Drücke sich umgekehrt wie die Volumina verhalten.

Das Mariotte'sche Gesetz lässt sich in der folgenden Weise graphisch darstellen:

Man ziehe zwei, in Fig. 65, einander rechtwinkelig sich schneidende Linien OX und OY , von denen OX die Abscissenaxe und OY die Ordinatenaxe repräsentirt.

Auf OX schneide man eine beliebige Strecke OV ab, welche einem gewissen Gas- oder Dampfvolumen, z. B. 1 Kb.-Mtr., entspricht. Dieses Volumen stehe unter

Fig. 65.



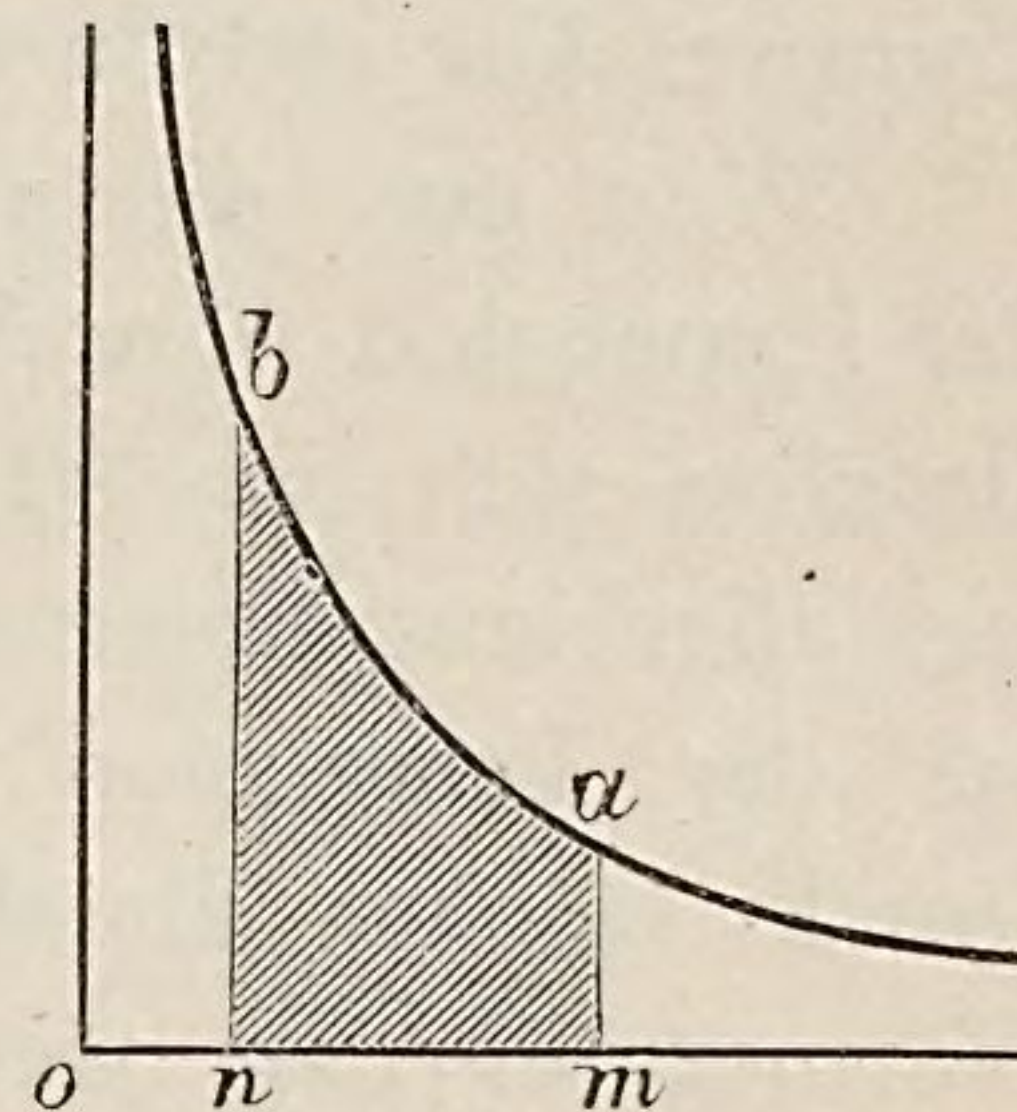
dem Drucke von p Kg. pro Qu.-Cm. Halbirt man die Strecke OV im Punkte $\frac{V}{2}$, so entspricht die Strecke $O\frac{V}{2}$ dem halben Volumen, und der zur Herstellung dieser Compression des Volumens V bei gleichbleibender Temperatur (isothermischer Compression) nöthige Druck beträgt $2p$ Kg. pro Qu.-Cm. Wird das Volumen V auf $\frac{3}{4}$ zusammengedrückt, so beträgt der Druck $\frac{4}{3}p$, und wird das Volumen V bis auf $\frac{1}{4}$ zusammengedrückt, so

beträgt der Druck $4p$; bei $\frac{1}{8}v$ ist der zur Compression nöthige Druck $8p$, und bei $2V$ ist der nöthige Druck $\frac{p}{2}$ u. s. w. Man ersieht hieraus, dass die durch die Endpunkte der Drucklinien (Ordinaten) gezogene Curve sich der Abscissenaxe OX bei abnehmendem Drucke und der Ordinatenaxe OY bei zunehmendem Drucke immer mehr nähert, ohne jedoch diese Linien selbst zu erreichen, so dass also die Coordinatenachsen Asymptoten der Expansionscurve sind; die Expansionscurve selbst ist aber eine Hyperbel, weshalb man die durch dieselbe ausgedrückte Zustandsänderung des Dampfes auch als hyperbolische Expansion bezeichnet.

Erfolgt die Ausdehnung eines Gases ohne Verrichtung äusserer Arbeit, indem man dasselbe in ein Vacuum eintreten lässt, so erkaltet zwar das Gas während der Ausdehnung, jedoch nimmt es von selbst wieder seine frühere Temperatur an, wenn es nach der Volumenvergrößerung wieder zur Ruhe gekommen ist, indem hierbei keine Wärme in äussere Arbeit umgewandelt wird.

Der zwischen zwei Drucklinien am und bn abgegrenzte Theil der isothermischen Curve, z. B. der schraffierte Theil in Fig. 66, entspricht in seiner Flächengrösse der Arbeit, welche von dem Gase oder Dampfe ausgegeben wird, wenn die Expansion bei gleichbleibender Temperatur vom Volumen $On = V_1$ bis zum

Fig. 66.



Volumen $Om = V_2$ erfolgt, wobei der Druck oder die Spannung von $bn = p_1$ in $am = p_2$ übergeht.

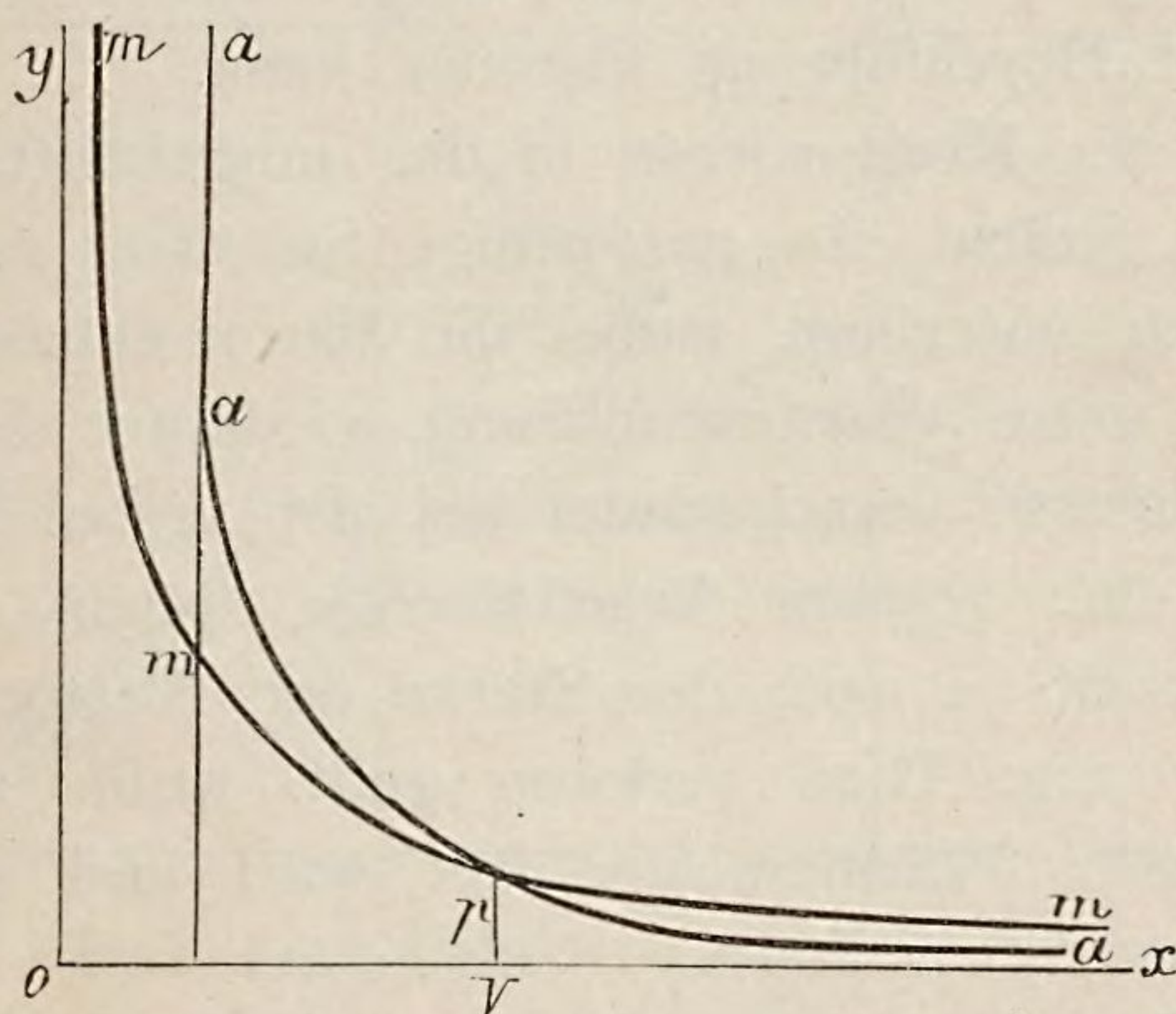
Umgekehrt würde eine ebenso grosse Arbeit, wie die bei der Expansion abgegebene, auf das Gas oder den Dampf übertragen werden müssen, wenn das Volumen Om auf das Volumen On comprimirt würde, wobei natürlich ebenfalls wieder das Gleichbleiben der Temperatur, also isothermische Compression vorausgesetzt ist, indem die bei der Compression frei werdende Wärme sofort nach aussen abgeleitet wird, was durch die entsprechende Abkühlung des Gefässes, worin die Compression stattfindet, zu erreichen ist.

Was nun die adiabatische Curve oder die Curve der Expansion ohne Wärmezuführung anbelangt, so wird dieselbe sich der Abscissenaxe rascher, der Ordinatenaxe aber langsamer nähern, als die isothermische Curve, bei der Expansion ohne Wärmezuführung muss der Druck rascher abnehmen, als bei der Expansion mit Wärmezuführung, weil eine Abkühlung erfolgt, und bei der Compression ohne Wärmeabführung muss der Druck rascher steigen, als bei der Compression mit Wärmeabführung, weil sich eine Erwärmung einstellt.

Ist in Fig. 67 mm die isothermische oder Mariotte'sche Curve, und geht man von dem Volumen V und dem Drucke p , als dem Anfangszustande des Dampfes, aus, so wird die adiabatische Curve einen der Linie aa ähnlichen Verlauf haben, d. h. sie wird im rascheren Niedergange sich mehr der Abscissenaxe Ox nähern, im rascheren Steigen aber weiter von der Ordinatenaxe OY entfernt halten, als dies mit der isothermischen Curve mm der Fall ist.

In einer vollkommenen Wärmekraftmaschine findet ein Kreisprocess statt, indem der gasförmige Wärmeträger oder die motorische Substanz unter Mitwirkung der Wärme durch eine Reihenfolge von Druck- und Volumenveränderungen in den Zustand wieder zurückgeführt wird, in welchem diese Substanz (Gas oder Dampf) bei Beginn der Veränderungen sich befand, so dass dieselbe schliesslich wieder unter demselben Drucke dasselbe Volumen

Fig. 67.



einnimmt, welches ihr zu Anfang zukam, wobei natürlich auch dieselbe Temperatur wie zu Anfang wiederum eingetreten sein muss. Ist also die erste Reihe von Zustandsveränderungen durch Erwärmung und Expansion erfolgt, so muss die zweite Reihenfolge von Zustandsveränderungen durch Compression und Abkühlung herbeigeführt werden.

Im ersten Theile des Kreisprocesses wird also der dem Prozesse unterworfenen gasförmigen Substanz pro

Gewichtseinheit eine gewisse Wärmemenge von Q Calorien zugeführt, während im zweiten Theile des Processes dieser Substanz eine gewisse Wärmemenge von Q' Calorien entzogen werden muss. Wenn nun die gasförmige Substanz im ersten Theile des Processes eine gewisse äussere Arbeit verrichtet, indem sie z. B. einen belasteten Kolben emporhebt, so verschwindet eine dieser Arbeit gleichwerthige (äquivalente) Wärmemenge Q'' , so dass also die zugeführte Wärmemenge Q grösser als Q' ist, indem $Q = Q' + Q''$ sein muss, damit der Kreisprocess zur Durchführung kommen kann.

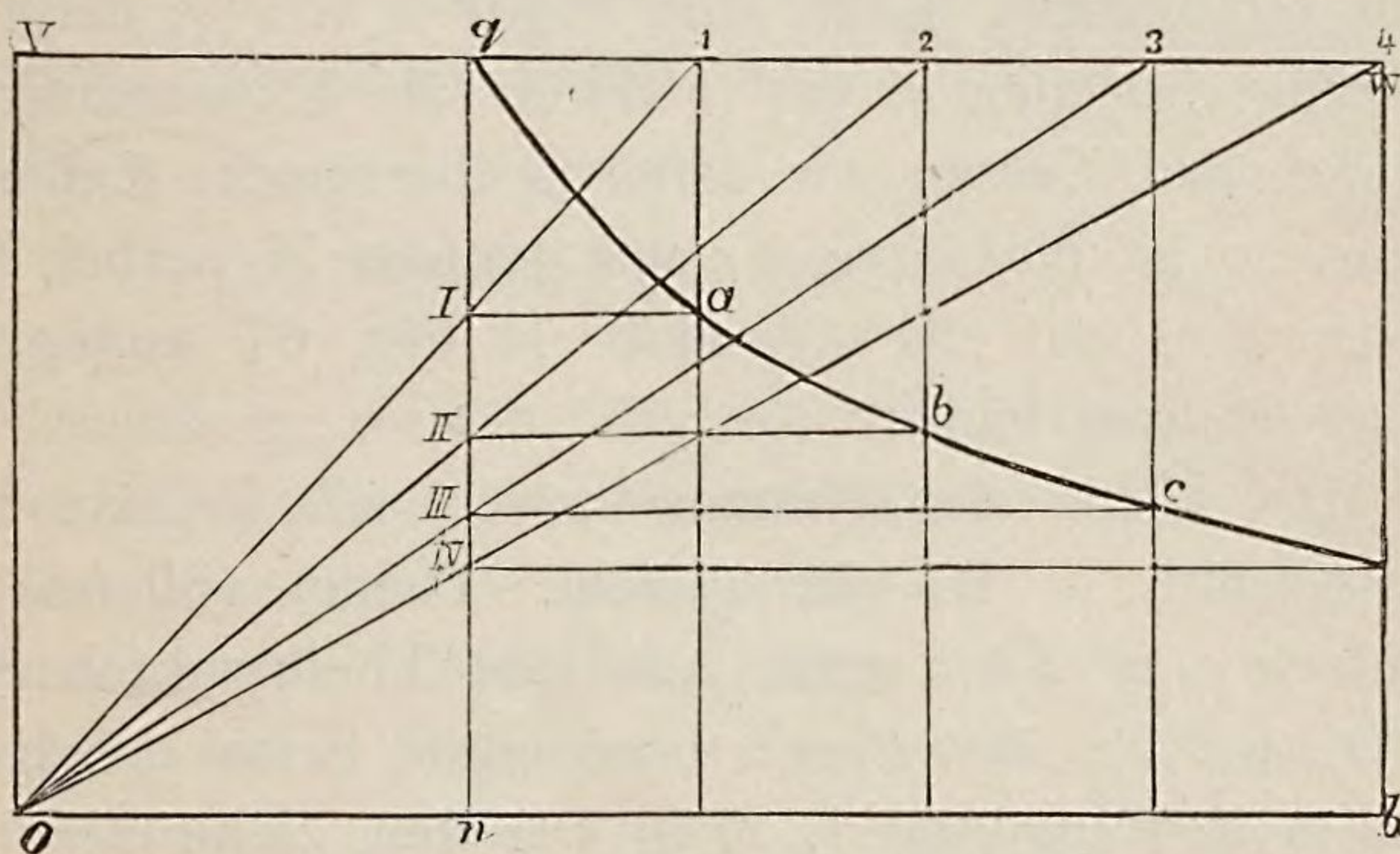
Wird der Kreisprocess in der umgekehrten Weise ausgeführt, indem die gasförmige Substanz zuerst der Compression unterliegt, wobei ihr Wärme entzogen wird, dann aber unter Wärmezuführung wiederum die Expansion ausführt, so verschwindet bei der ersten Zustandsänderung eine gewisse Arbeitsmenge, indem die Compressionsarbeit je nach der Stärke der Wärmeableitung ganz oder zum Theil verloren geht, wofür aber eine entsprechende Wärmemenge frei wird und gewonnen werden kann.

Das Diagramm der Dampfarbeit. — Die Arbeit des Dampfes im Cylinder besteht bei rationeller Dampfausnutzung in der Hauptsache aus der Volldruckarbeit und Expansionsarbeit.

Zum Zweck der graphischen Darstellung der Dampfarbeit misst man auf einer horizontalen Geraden die Länge des Kolbenshubes nach verjüngtem Masse ab und theilt die so erhaltene Strecke om (Fig. 68) derartig ein, dass der Theil on dem Kolbenwege des Volldruckes und nm dem Kolbenwege der Expansion ent-

spricht, d. h. wenn der Kolben einen der Strecke on entsprechenden Weg zurückgelegt hat, wird der weitere Zutritt von Kesseldampf verhindert und der somit im Dampfmaschinencylinder abgesperrte Dampf seiner eigenen Ausdehnung überlassen. Das Verhältniss $on:om = s:s_1$ drückt alsdann das Verhältniss des Volldruck-Dampfvolumens zum ganzen wirksamen Cylinder-volumen aus; dasselbe wird als Füllungsgrad be-

Fig. 68.



zeichnet. Das umgekehrte Verhältniss $om:on = s_1:s$ heisst der Expansionsgrad oder das Expansionsverhältniss. Innerhalb der Strecke on bleibt der Dampfdruck constant gleich dem Anfangsdrucke ov . Dieser Anfangsdruck wird im günstigsten Falle gleich dem Kesseldrucke sein, jedoch wird infolge der Widerstände, welche der Dampf auf seinem Wege vom Kessel bis zum Cylinder zu überwinden hat, dieser Druck mehr oder weniger geschwächt: für gewöhnlich nimmt man die Volldruckspannung im Cylinder oder die Anfangsspannung der Dampfwirkung zu $0,75$ der Kesselspannung an. In dem

Diagramm (Fig. 68) ist also, wie gesagt, der Druck von o bis n constant gleich dem Anfangsdrucke p , und daher ist der Theil $o n v q$ des Diagramms, welcher der Volldruckarbeit entspricht, ein Rechteck, und die Volldruckarbeit selbst gleich dem Product aus dem Volldruck p und dem Kolbenwege s , d. i. gleich $p \cdot s$.

Nehmen wir nun an, der Dampfdruck sinkt während der Expansion, also auf dem Kolbenwege $n m = s_1 - s$ bis auf den Druck $m r = p_1$, so wird die Expansionsarbeit repräsentirt durch eine Figur $n m r q$, deren Begrenzung zwischen q und r durch die Expansionscurve gebildet wird. Setzen wir dabei isothermische Expansion voraus, so ist die Curve $q r$ eine gemeine Hyperbel, deren Construction auf die folgende, in Fig. 67 angegebene Weise erfolgen kann:

Man theile den Expansionsweg $n b$ in eine beliebige Anzahl, z. B. vier gleiche Theile, vollende das Rechteck $o v w m$, ziehe aus den Theilpunkten Senkrechte, welche die obere horizontale Seite des Rechteckes in den Punkten 1, 2, 3, 4 treffen, ziehe ferner von o nach den Punkten 1, 2, 3, 4 Strahlen, um die Schnittpunkte I, II, III, IV auf der Senkrechten $n q$ zu erhalten. Legt man alsdann durch diese Schnittpunkte Horizontale, so ergeben sich die weiteren Schnittpunkte a, b, c , und durch die Punkte q, a, b, c, r ist der Verlauf der isothermischen Expansionscurve angedeutet. Die Berechnung der von dieser Curve begrenzten Fläche $n m r q$ kann auf verschiedene Weise ausgeführt werden. Geht im Allgemeinen 1 Kb.-Mtr. Gas oder Dampf aus der stärkeren Spannung p in die schwächere Spannung p_1 über, so wird dabei die Arbeit verrichtet:

$$A_2 = p \log. \text{nat.} \left(\frac{p}{p_1} \right) = 2,3026 p \log. \left(\frac{p}{p_1} \right)$$

Ist das anfängliche, der Spannung p entsprechende Volumen gleich V und dagegen das der Spannung p_1 entsprechende Volumen gleich V_1 , so besteht nach dem Mariotte'schen Gesetze die Gleichung:

$$\frac{p}{p_1} = \frac{V_1}{V},$$

und daher ist auch die mechanische Arbeit, welche das Volumen V bei seiner Ausdehnung auf das Volumen V_1 ausgiebt:

$$A_2 = V p \log. \text{nat.} \frac{V_1}{V}$$

Bei Anwendung auf die Dampfmaschine (im allgemeinen Wärmekraftmaschine), wo die Expansion in einem Cylinder vom Querschnitt F stattfindet und s_1 den ganzen Kolbenweg, s aber den Volldruck-Kolbenweg, d. i. den Kolbenweg bis zu Beginn der Expansion bezeichnen, ist $V = F s$ und $V_1 = F s_1$; daher ist die gesuchte Arbeit:

$$A_2 = F s p \log. \text{nat.} \left(\frac{s_1}{s} \right)$$

und setzt man die Kolbenfläche $F = 1$, so hat man im Allgemeinen die Expansionsarbeit:

$$A_2 = s p \log. \text{nat.} \left(\frac{s_1}{s} \right)$$

Ist ferner $A_1 = s_1 p$ die Volldruckarbeit per Einheit der Kolbenfläche, so ist endlich die durch das Diagramm Fig. 69 ausgedrückte Gesamtarbeit des Dampfes per Einheit der Kolbenfläche:

$$A = A_1 + A_2 = sp + sp \log. \text{ nat. } \left(\frac{s_1}{s} \right)$$

oder:

$$A = sp \left[1 + \log. \text{ nat. } \left(\frac{s_1}{s} \right) \right]$$

Die Berechnung der Dampfarbeit aus dem bezüglichen Diagramm lässt sich ferner auch noch mittels der Simpson'schen Regel ausführen. Ist mit Bezug hierauf

Fig. 69.

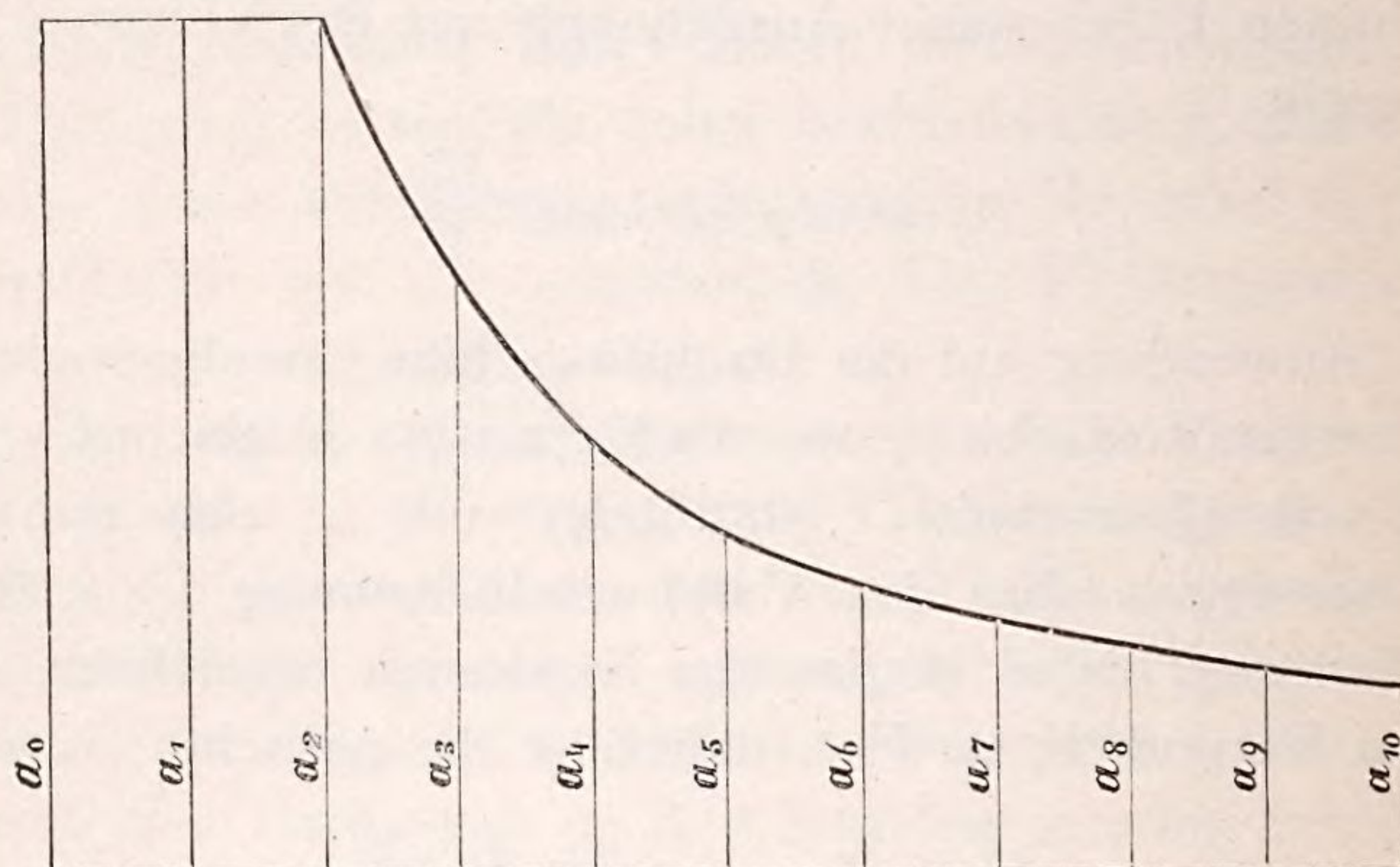


Fig. 69 das Diagramm der Dampfarbeit, so theilt man dessen Basis in eine gerade Anzahl gleicher Theile, z. B. in 10, und errichtet in den Theilpunkten die Drucklinien a_0, a_1, a_2, a_3 u. s. f. bis a_{10} , so wird die Fläche $A B C D E =$ Fläche S der ganzen Figur nach der Simpson'schen Regel bestimmt durch die Gleichung:

$$S = [a_0 + a_{10} + 4(a_1 + a_3 + a_5 + a_7 + a_9) + 2(a_2 + a_4 + a_6 + a_8)] \frac{s_1}{3 \cdot 10}$$

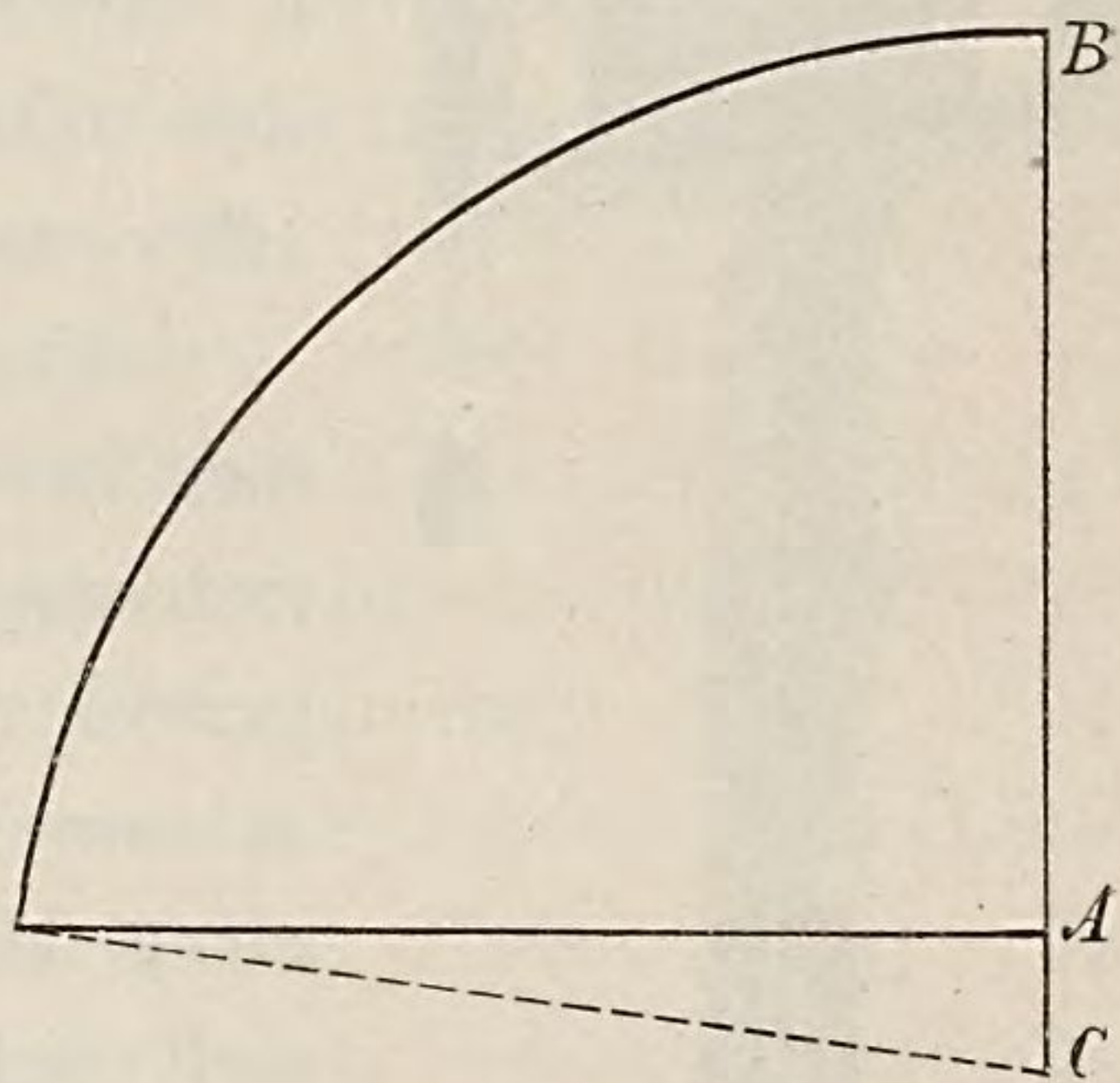
Der in der Klammer stehende, durch 30 dividirte Ausdruck ergibt den mittleren Druck, mit welchem dieselbe Dampf-
arbeit bei constantem Dampfdrucke erhalten werden
würde.

Dieser mittlere Druck ist für die Berechnung der
Dampfarbeit, massgebend, und zu seiner bequemen Be-
stimmung sind verschiedene Regeln aufgestellt worden.

Wir lassen eine von Rankine in Vorschlag gebrachte
einfache graphische Methode der Bestimmung des mitt-
leren Dampfdruckes folgen:

In Fig. 70 ist die Linie
 AB gleich dem absoluten
Anfangsdrucke; man ver-
längert AB bis C , so dass
 $AC = \frac{1}{6} AB$ und daher
 BC gleich $\frac{7}{6}$ des Anfangs-
druckes ist. Von C aus
schlägt man mit dem Radius
 CB einen Kreisbogen, wel-
cher die Horizontale durch A

Fig. 70.



im Punkte D schneidet. Hierauf bestimme man auf AD den
Punkt E derartig, dass $AD:DE$ gleich dem Expansions-
verhältniss ist. Bei dreifacher Expansion oder dement-
sprechend $\frac{1}{3}$ Füllung ist also $DE = \frac{1}{3} AD$. Ist sonach
der Punkt E bestimmt, so errichtet man in demselben
eine Senkrechte EF auf AD ; die Länge dieser Senk-
rechten entspricht alsdann, nach denselben Masseinheiten
wie AB gemessen, dem absoluten mittleren Drucke, denn
 $EF:AB$ ist das gewünschte Verhältniss des absoluten
mittleren Druckes zum absoluten Anfangsdrucke. Die bei
dieser Methode begangenen Fehler sollen höchstens um

4 Procent zu viel oder zu wenig ergeben. Für $\frac{2}{5}$ Füllung entspricht DE dem genau richtigen Werthe.

Das Indicator diagramm. — Nachdem James Watt die Dampfmaschine erfunden hatte, ersann derselbe auch noch ein Instrument zum Nachspüren der damals noch etwas geheimnissvollen Wirkungsweise des Dampfes in derselben und gab damit den Dampfmaschinentechnikern das beste Mittel zur Prüfung der Dampf-wirkung im Dampfmaschinencylinder in die Hand. Dieses für das Studium der Dampfmaschine unentbehrliche Instrument ist der Indicator.

Fig. 71.

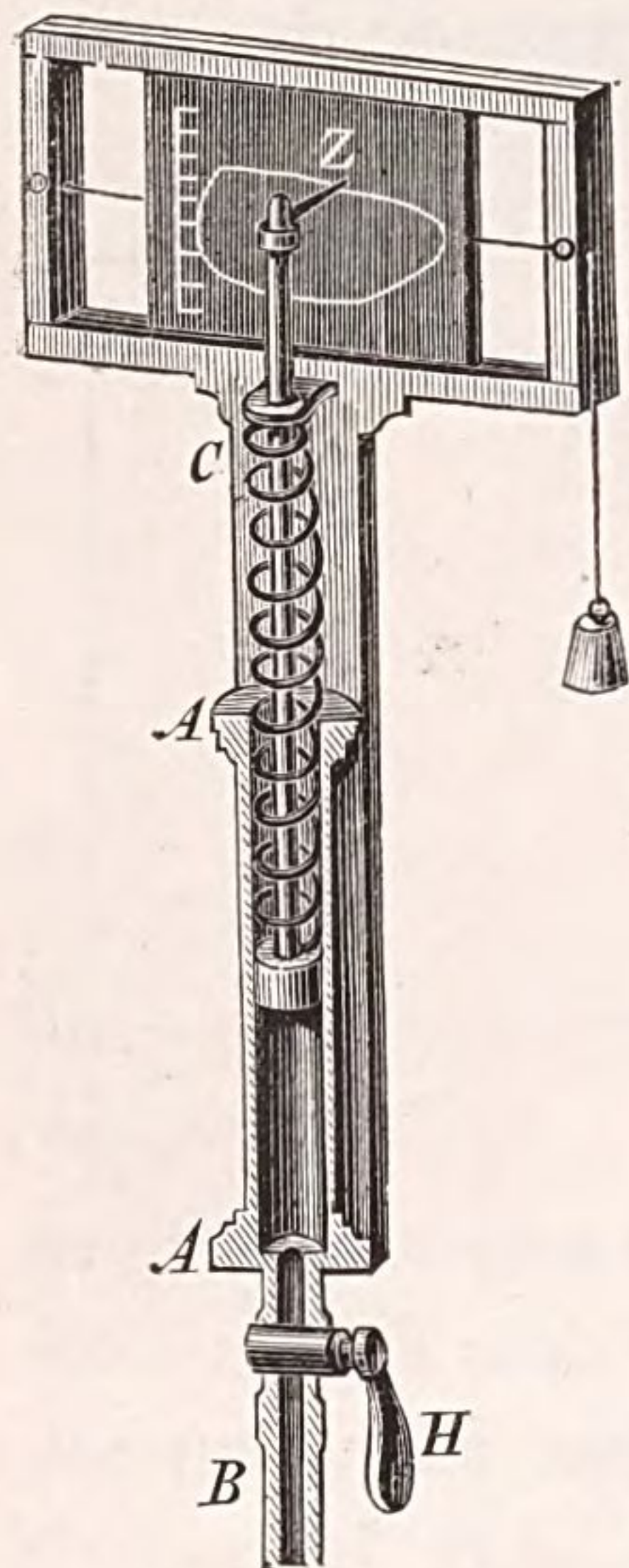


Fig. 71 illustriert im Allgemeinen das Princip des Indicators. Die Einrichtung ist die folgende: In einem genau ausgebohrten Messingcylinder A von etwa 3 bis 4 Cm. Weite und circa 10 bis 15 Cm. Länge befindet sich ein leicht beweglicher, aber dampf-dicht eingeschliffener Kolben. Oben ist der Cylinder offen und unten mit einem durch den Hahn H verschliessbaren Rohre B versehen, dessen Ende mit einem Schraubengewinde zum Ein-

schrauben in eine zu diesem Zwecke am Cylinderende angebrachte Oeffnung dient. Die gewöhnliche Einrichtung zur Anbringung von Indicatoren an den Dampfmaschinen erfolgt in der Weise, dass man an jedem Cylinderende einen derartigen Apparat aufschraubt und mit dem Dampf-raume des Cylinders in Verbindung setzt.

Mit Bezug auf Fig. 71 ist nun weiter zu bemerken, dass nach Eröffnung des Hahnes *H* der im Dampfmaschinen-cylinder wirksame Dampf in den Indicator-cylinder von unten eintritt und gegen den darin befindlichen Kolben in der Weise wirkt, dass er denselben emporschiebt. Dieser Bewegung entgegen wirkt eine um die Kolbenstange gewundene Spiralfeder, welche sich gegen die am Gestell des Instrumentes angebrachte Führung *C* der Kolbenstange stützt. Durch diese Spiralfeder wird das Emporschiessen des Kolben durch den momentan wirkenden Dampfdruck verhindert. Am Ende der Indicator-Kolbenstange befindet sich ein Zeichenstift *Z*, welcher durch seinen höheren oder tieferen Stand die Stärke des Dampfdruckes angiebt, wobei derselbe mit seiner Spitze auf einer Tafel hinfährt, die in einer rahmenartigen Führung horizontal, d. i. rechtwinkelig zur verticalen Bewegung des Zeichenstiftes bewegt wird. Diese Tafel ist mittels einer Schnur einerseits mit einem Hebelwerk verbunden, welches durch die Kolbenstange der zu untersuchenden Dampfmaschine so bewegt wird, dass der Kolbenshub der Maschine sich im verjüngten Masse auf die Tafel oder das Zeichenpapier des Indicators überträgt; andererseits wird die Zeichentafel durch ein Gewicht oder auch durch eine Feder beim Rückgange des Maschinenkolbens wiederum in die frühere Stellung zurückgebracht. Bei dieser hin-und hergehenden Bewegung der Zeichentafel wird vom Indicatorstifte das Diagramm der Dampfarbeit auf der Tafel hergestellt und dadurch die indicirte Leistung des Dampfes in der Maschine bestimmt.

Das vom Indicator in der oben angedeuteten Weise aufgezeichnete Diagramm der im Dampfmaschinen-cylinder

momentan, indem — wie dies besonders bei Schiebersteuerungen der Fall ist — der Dampfeintrittscanal vor dem Abschluss allmählich verengt wird, so tritt beispielsweise schon im Punkte *F* infolge der beginnenden Hemmung des Dampfeintrittes eine Druckverminderung ein, welche sich allmählich bis zum vollständigen Abschluss des Dampfes, der im Punkte *G* erfolgen mag, steigert. Der Uebergang in die Expansionscurve findet daher durch einen allmählichen Abfall statt, und demnach wird die Ecke des theoretischen Diagramms abgerundet.

Wenn nun die Expansion bis zum Ende *D* des Kolbenschubes vor sich ginge, so würde das Diagramm auch hier wiederum eine scharfe Ecke *C* bilden. In Wirklichkeit wird aber der Dampfaustrittscanal nicht erst am Ende des Kolbenschubes, sondern schon etwas früher geöffnet, etwa im Punkte *H*; infolge dessen findet von hier an eine rasche Druckabnahme statt, und diese Druckabnahme dauert auch beim Richtungswechsel des Kolbens, etwa bis zum Punkte *I* fort, so dass demnach die beiden scharfen Ecken *C* und *D* des theoretischen Diagrammes sich in der Bogenlinie *HIK* abrunden. Bei *K* ist alsdann die Dampfspannung bis zum Auspuffdruck gesunken. Je nachdem dieser Auspuff in die freie Luft, also unter Atmosphärendruck, oder in den luftverdünnten Raum des Condensators erfolgt, liegt die Basis des Diagrammes mehr oder weniger über der Linie *V V'* des absoluten Vacuums, d. i. über der Nulllinie des Druckes.

Dauert der Auspuff bis zum Ende *E* des Kolbenschubes fort, so bildet das Diagramm bei *E* eine rechtwinkelige Ecke. Der Auspuffcanal wird jedoch meistens

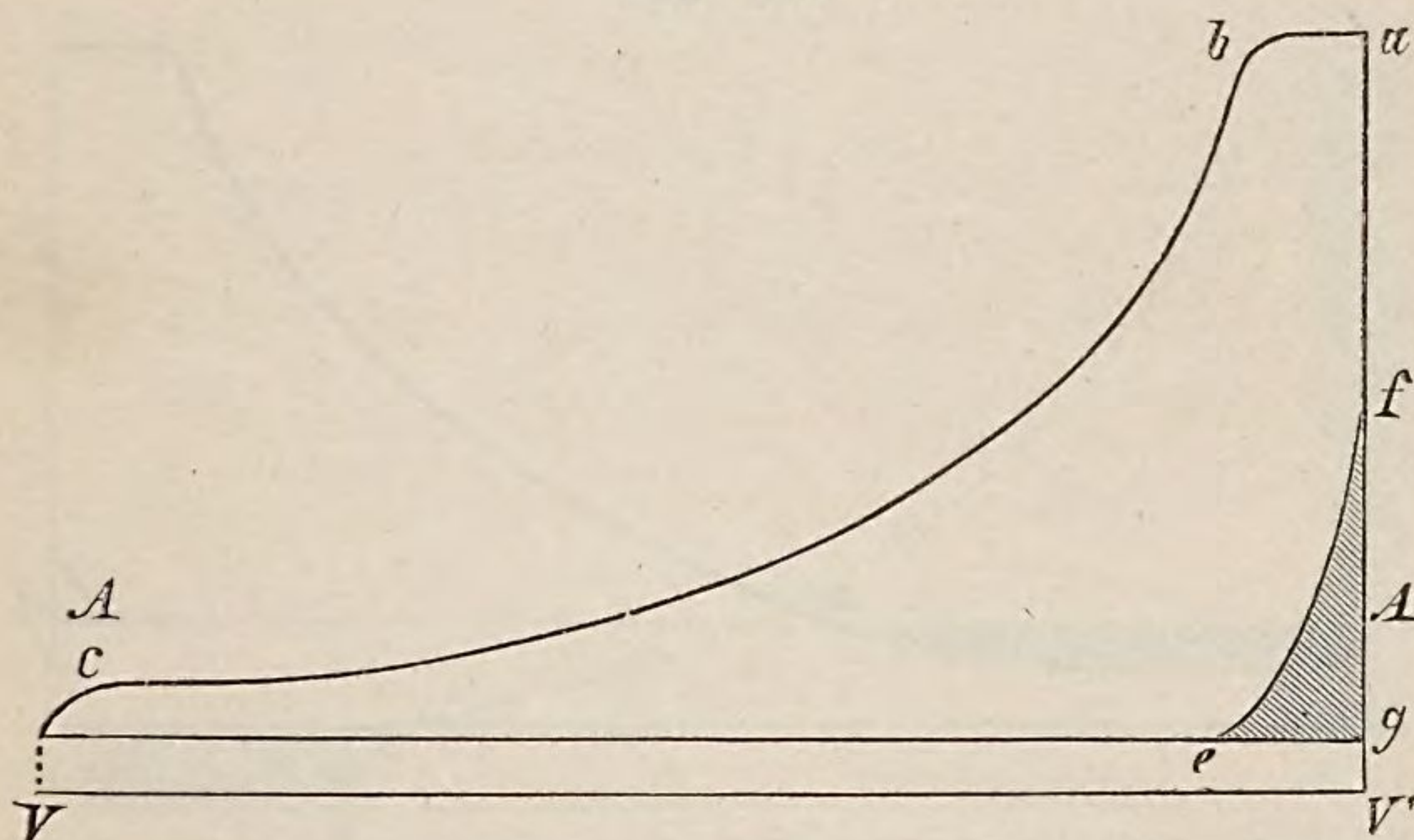
schon vor der Beendigung des Kolbenschubes geschlossen und dadurch ein mehr oder minder grosses Dampf-volumen vor dem Kolben abgesperrt, so dass eine Compression dieses Dampfes stattfindet. Erfolgt der Beginn dieser Compression beispielsweise im Punkte L , so tritt von da eine Drucksteigerung ein, welche sich durch eine aufsteigende mehr oder minder gekrümmte Curve bemerkbar macht. Wird die Compression so weit getrieben, dass der abgesperrte Dampf die Spannung des Volldruckdampfes erlangt, so ist dies im Diagramm Fig. 72 durch die steil aufsteigende Curve LA angedeutet.

Wir haben nunmehr gewisse Unregelmässigkeiten in der Dampfvertheilung zu besprechen, durch welche das Indicordiagramm weitere bedeutende Abweichungen von der correcten Form erleidet. Durch die Betrachtung dieser Formen wird ersichtlich, wie das Indicator-diagramm dazu dienen kann, ein Urtheil über die Construction und Montirung einer Dampfmaschine und über die Dampfvertheilung in derselben zu fällen. Werden also nach gewissen Zeiträumen regelmässig Indicator-diagramme von einer Dampfmaschine abgenommen, so wird man sich stets ein sicheres Urtheil darüber verschaffen können.

Fig. 73 zeigt das regelmässige Diagramm einer mit starker Expansion (geringer Füllung) und Condensation arbeitenden Dampfmaschine. Die mit $V V^1$ bezeichnete unterste Linie ist die Linie des absoluten Vacuums, während $A A^1$ die Linie des gewöhnlichen Luftdruckes oder die atmosphärische Linie bezeichnet. Die Ordinate, welche die Entfernung dieser beiden Linien misst, entspricht in ihrer Länge dem Drucke von 1 Kg. pro Qua-

dratcentimeter. Die Ordinatenlänge Aa repräsentirt also den effectiven Anfangsdruck und die Ordinate V^1a den absoluten Anfangsdruck im Cylinder, der gleich dem Kesseldruck oder wohl auch etwas geringer als dieser ist. Auf die Länge ab arbeitet die Maschine mit vollem Dampfdrucke, dann wird der Kessel vom Cylinder abgesperrt und die Expansion beginnt, wobei der Druck rasch abnimmt, wie die nach unten rasch sinkende Expansionscurve andeutet. Bei c wird der Austrittscanal geöffnet

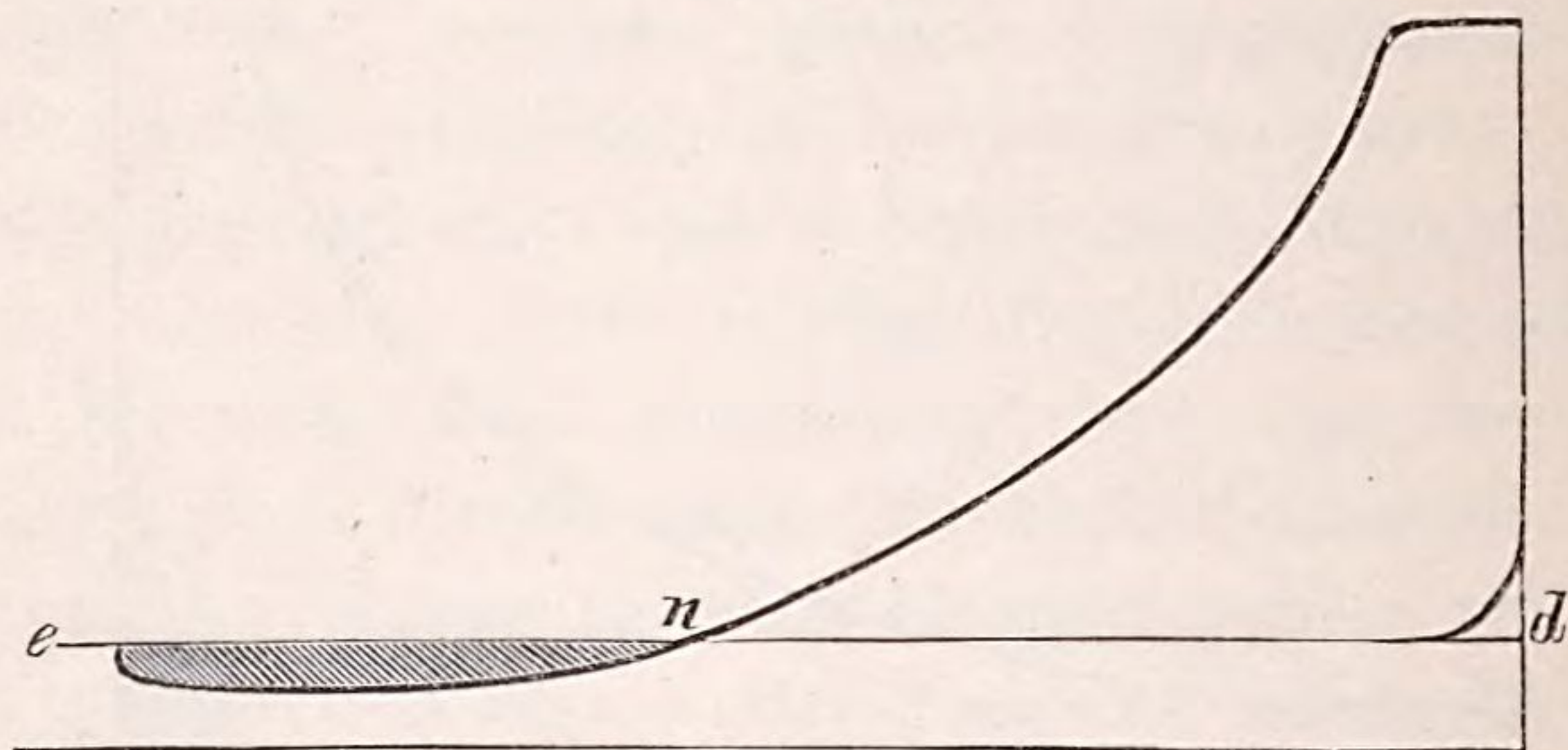
Fig. 73.



und der Druck sinkt rasch bis d , worauf der Kolben seinen Rücklauf unter der Gegenwirkung des entweichenden Vorderdampfes beginnt, dessen Druck als constant anzunehmen ist, so dass also die Basis des Diagramms parallel oder doch nahezu parallel mit der Vacuumlinie läuft und sich dieser um so mehr nähert, je grösser die Luftverdünnung im Condensator ist. Bei e wird der Eintrittscanal wieder geöffnet und der eintretende Kesseldampf treibt den auf den Kolben wirkenden Gegendruck rasch bis a empor, worauf der Kolben seine Richtung

wechselt und das vorige Spiel von neuem beginnt. Der zwischen das Diagramm und die erste Hochdruckordinate $V^1 a$ fallende schraffierte Raum $e f g$ giebt den durch das Voreilen des Dampfeintrittes hervorgerufenen Verlust in der Dampfarbeit an, die ganze vom Diagramm eingeschlossene Fläche entspricht der geleisteten Dampfarbeit. Für irgend welchen Punkt m des Kolbenweges erhält man durch die entsprechende Ordinate $m P$ den daselbst stattfindenden effectiven

Fig. 74.

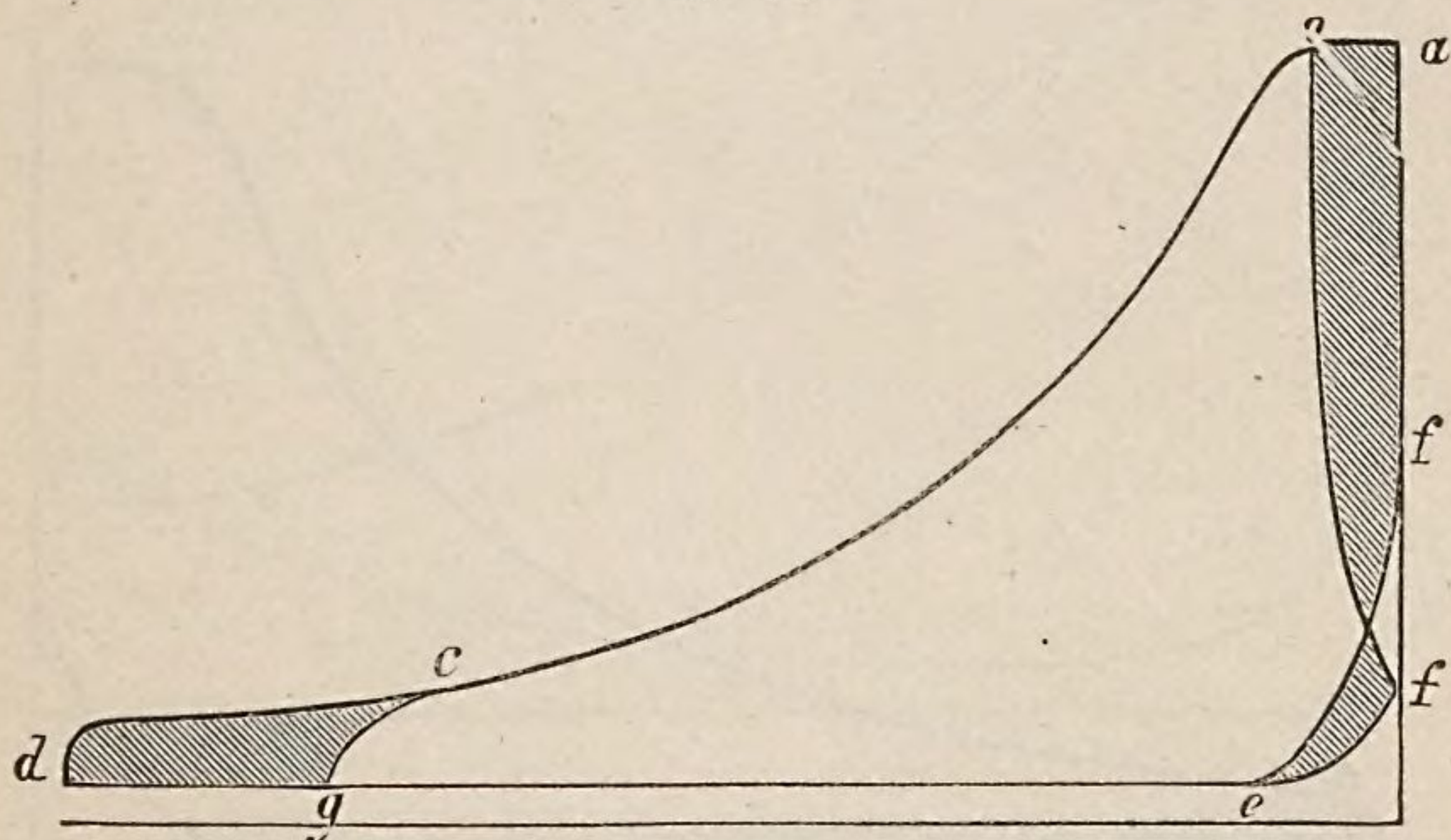


Dampfdruck. Die Ordinatenstrecke $o P$ repräsentirt den Ueberdruck über die Atmosphäre, die Strecke $o m$ den durch die Condensation gewonnenen Antheil des effectiven Druckes und $m n$ stellt die Stärke des Gegendruckes vom Condensator dar.

Nicht selten tritt der Fall einer zu weit getriebenen Expansion ein, welche sich durch die im Diagramm Fig. 74 rechts sichtbare Schleife $n c d$ documentirt. Wird nämlich der hinter dem Kolben wirkende Dampfdruck schwächer als der vor dem Kolben wirksame Gegendruck, so sinkt die Expansionscurve unter die

Linie $d e$ des Condensatordruckes herab. Der von dieser Schleife umschlossene Flächentheil ist als Arbeitsverlust zu betrachten. Der Kolben arbeitet hierbei vom Punkte n aus gegen einen über den Arbeitsdruck hinausgehenden Gegendruck, indem die Dampfspannung im Condensator höher ist, als der Arbeitsdruck im Cylinder, so dass die Maschine nur durch die lebendige Kraft ihrer bewegten Theile, also hauptsächlich durch das Moment des Schwungrades in ihrer Bewegungsrichtung erhalten wird.

Fig. 75.



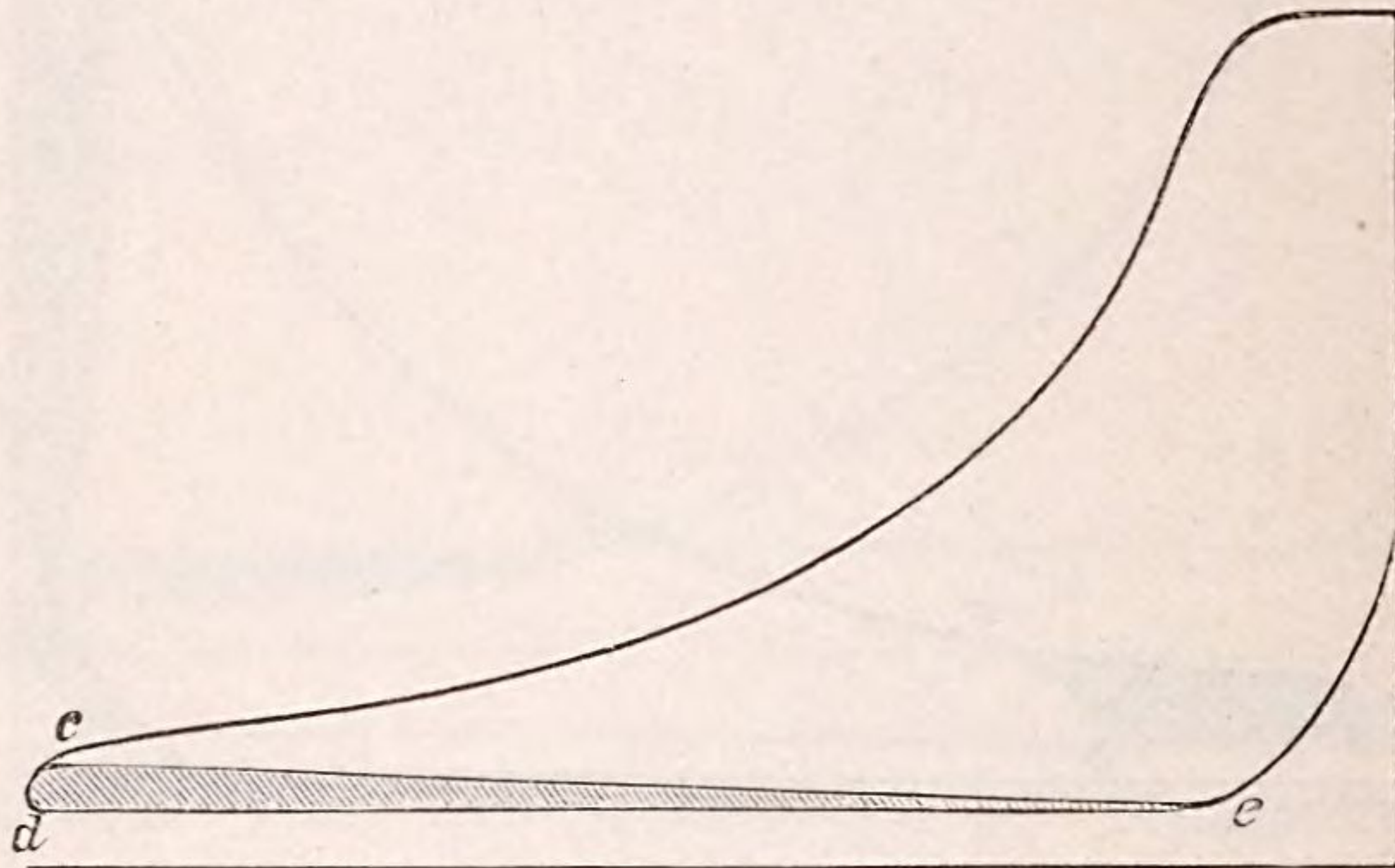
Dieser Fehler tritt öfter noch bei Maschinen auf, die ohne Condensation arbeiten; die Linie $d e$ durchkreuzt alsdann die atmosphärische Linie.

Wenn die Dampfvertheilung in der Maschine mit zu geringem Voreilen erfolgt, oder wohl auch gar kein Voreilen stattfindet, indem der Dampfeintrittscanal erst geöffnet wird, wenn der Kolben sich schon in der Umkehr befindet, so entsteht an der bezüglichen Stelle des Diagramms Fig. 75 eine Curve von der Form $e f^1 b$ anstatt der regelmässigen Linie $e f a$, und die Schleife $n b a$

zeigt in ihrer schraffirten Fläche den dadurch herbeigeführten Arbeitsverlust an. Dieselbe Abnormität wird am Diagramm eintreten, wenn der Dampf durch zu enge Cylindercanäle hindurchgehen muss und dadurch gedrosselt wird, oder wenn der Eintrittscanal sich zu langsam öffnet, so dass der Dampf nur langsam seine volle Spannung annehmen kann.

Ist ferner die Steuerung so gestellt, dass der Dampf zu früh aus dem Cylinder entweichen kann, so tritt am

Fig. 76.



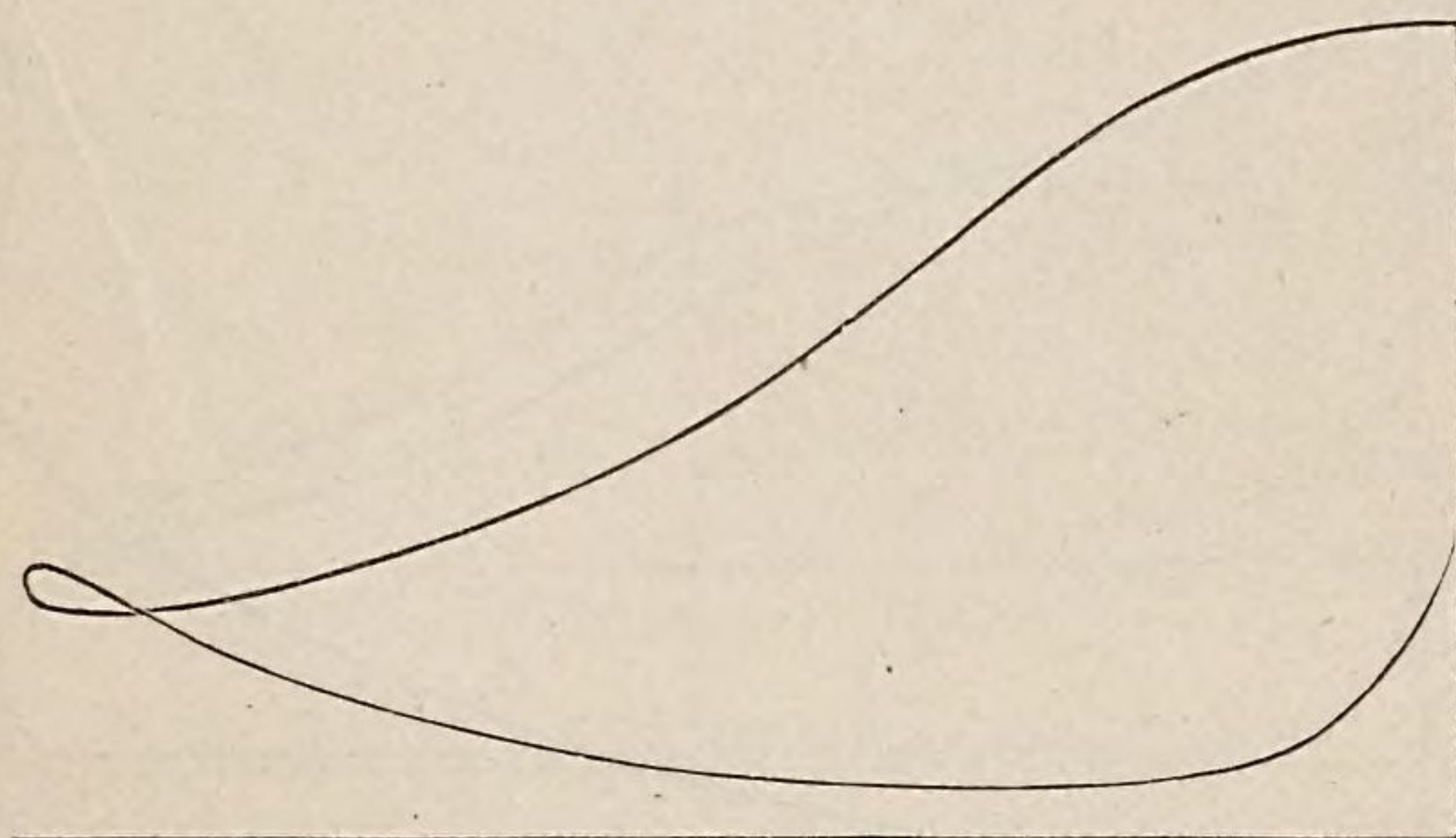
unteren Ende der Expansionscurve, d. i. bei $g h$ in Fig. 75, ein zu rascher Abfall ein und die schraffirte Fläche $c d g$ zeigt den dadurch herbeigeführten Arbeitsverlust an.

In Fig. 76 deutet die Lage der Linie $c e$ an, dass die Condensation zu langsam eintritt, wodurch ein Arbeitsverlust entsteht, welcher durch die schraffirte Fläche $e c d$ bemessen wird.

Durch die sehr abnorme Form des Diagramms in Fig. 77 wird der Beweis geliefert, dass einestheils der

Expansionsschieber nicht rasch genug absperrt, was durch die bauchige Oberlinie nachgewiesen wird, und dass anderntheils der Dampf beim Kolbenrücklauf nicht rasch genug entweichen kann, wofür die schief abwärts gehende Unterlinie spricht. Es wird durch diese Unregelmässigkeiten ein starker Dampfverlust herbeigeführt, der einen bedeutenden Mehrverbrauch von Dampf zur Folge hat.

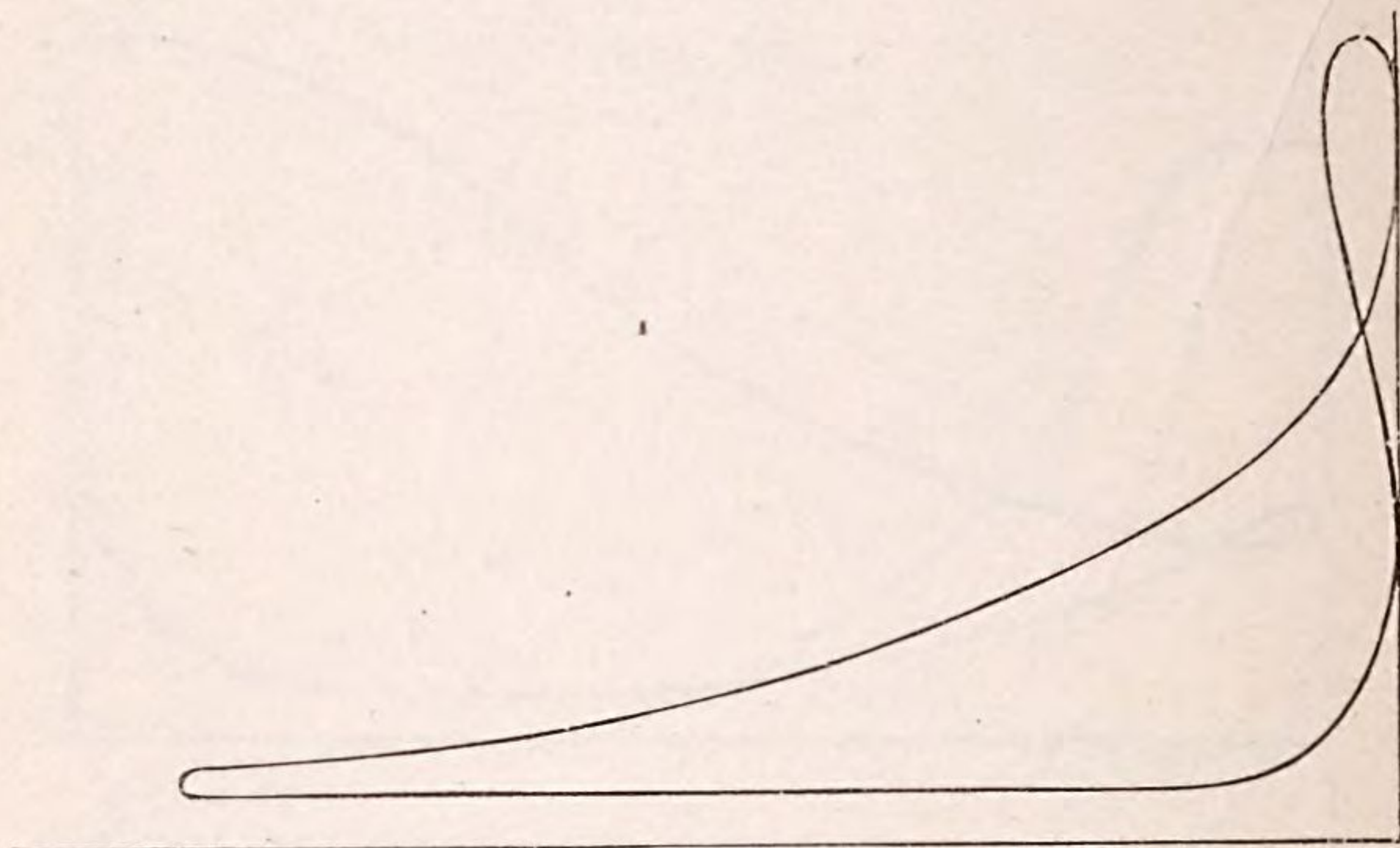
Fig. 77.



Eine an der oberen Grenze des Diagramms Fig. 78 eintretende Schleife $c a b$ deutet an, dass eine zu hohe Compression des Dampfes vor der Wiedereröffnung des Dampfcanales stattgefunden hat, wodurch der im Cylinder zurückgebliebene Rest des Auspuffdampfes so von dem Kolben in den schädlichen Raum hineingepresst wurde, dass sein Druck über den Druck des frischen Dampfes gestiegen ist. Die schraffierte Fläche dieser Schleife zeigt ebenfalls einen Arbeitsverlust an. Ferner ist in diesem Diagramm zwischen $d e$ eine Ausbauchung der Expansionscurve angegeben, welche andeutet, dass während

der Expansion der Dampfdruck im Cylinder gestiegen ist. Diese Abweichung von der normalen Form kann entweder dadurch verursacht sein, dass durch einen undichten Verschluss des Zutrittschans frischer Dampf Zutritt fand, oder die Ursache kann in einer im Cylinder stattgefundenen Verdampfung des mit dem Dampfe eingetretenen Wassers liegen. Durch diese Verdampfung wird die Fläche des Diagramms entsprechend vergrößert

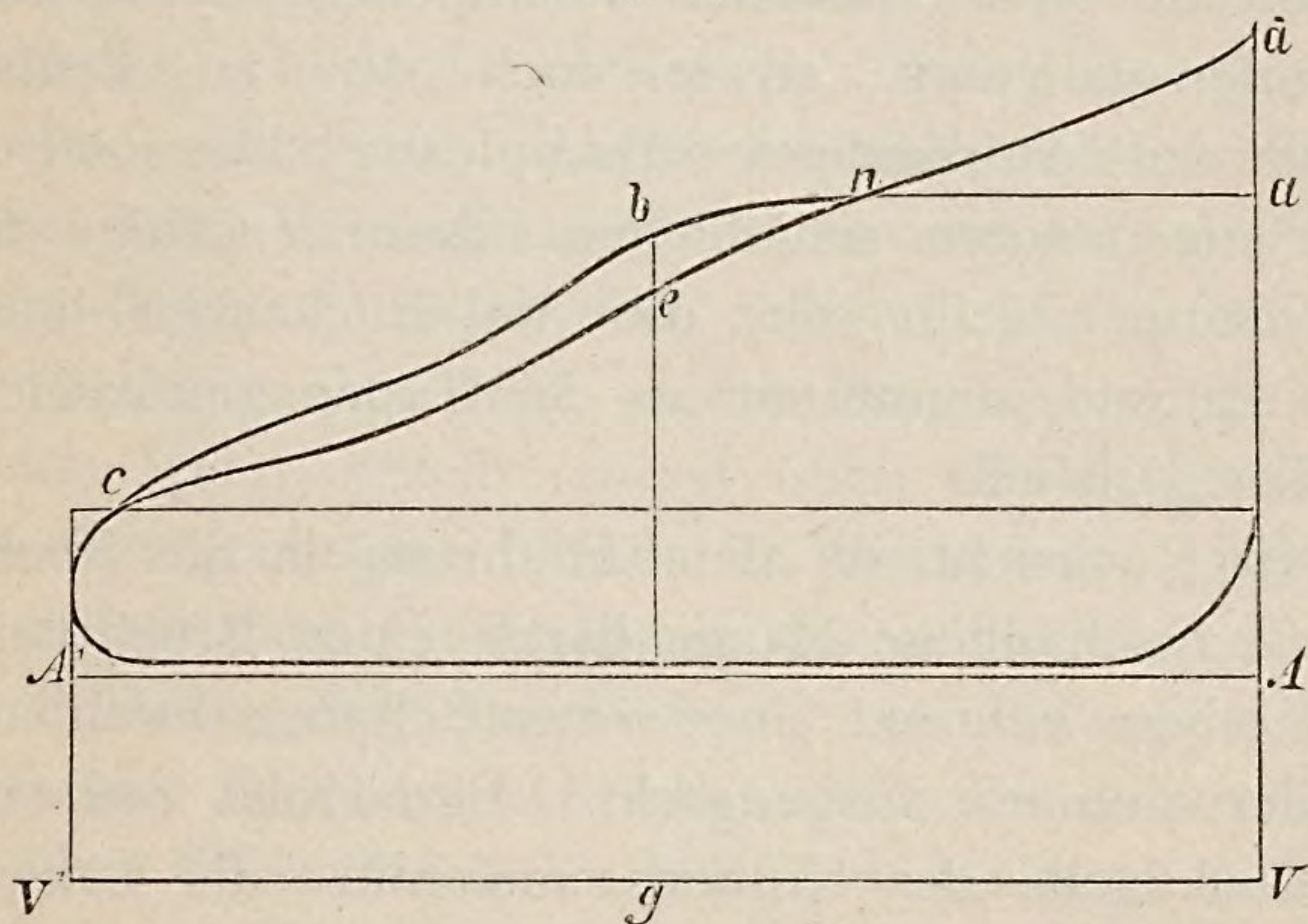
Fig. 78.



und somit ein entsprechender Antheil an Dampfarbeit gewonnen; jedoch übt die dabei wirksam werdende Wärme keineswegs den Effect aus, welcher derselben Wärmequantität zukommen würde, wenn dieselbe mit dem frischen Dampfe eingeführt worden wäre. Die bei dieser inneren Verdampfung verbrauchte Wärme wird der Cylinderwand entzogen und muss auf Unkosten des bei Beginn des Kolbenshubes frisch eintretenden Dampfes wieder ersetzt werden, wodurch eine theilweise Condensation dieses Dampfes herbeigeführt wird.

Die gemischte Expansion tritt ein, wenn der frisch zutretende Dampf gedrosselt wird, so dass sein Druck schon während des Eintrittes abnimmt. In Fig. 79 ist abc die ohne Drosselung erhaltene Indicatorlinie, wogegen dec die bei Drosselung entstehende Linie angiebt, wobei die beiden Flächen adn und $nbcen$ als gleich gross angenommen werden sollen, so dass in beiden Fällen gleiche Arbeitsleistungen erzielt werden.

Fig. 79.



Hieraus folgt, dass im Moment des Absperrens, also bei gleichem Volumen, die Spannung bg grösser ist als eg ; es fällt daher auch bei ganz geöffnetem Anlassventil und der kleineren Kesselspannung Aa das verbrauchte Dampfgewicht grösser aus, als bei der Drosselung mit der höheren Dampfspannung Ad . Es geht hieraus hervor, dass durch die Drosselung des Dampfes ein Brennmaterialgewinn erzielt werden kann. Ist die Füllung kleiner als $\frac{1}{2}$, so ist die Drosselung unter allen Umständen vor-

theilhafter als die constante Admissionsspannung bei gleicher Füllung, wiewohl eine thunlichst kleine Füllung mit constanter Admissionsspannung immer noch ökonomisch vortheilhafter ist, als die Drosselung bei höherer Füllung.

Der schädliche Raum bezeichnet den Raum, welcher im Cylinder bei Beginn der frischen Füllung noch mit Auspuffdampf angefüllt ist. Dieser Raum umfasst den bei der Endstellung des Kolbens zwischen dessen Fläche und dem zunächst befindlichen Cylinderdeckel vorhandenen Raum, sowie auch den an demselben Cylinderende einmündenden Dampfcanal. Der zur Füllung dieses sogenannten schädlichen Raumes nöthige frische Kesseldampf bleibt für die Volldruckarbeit gänzlich unbenutzt und nimmt nur an der Expansionsarbeit einen gewissen Antheil.

Mit Rücksicht auf die Einführung in die Rechnung wird der schädliche Raum durch einen Bruchtheil des vom Kolben während eines vollen Schubes durchlaufenen Cylindervolumens ausgedrückt. Bezeichnet man mit F die Druckfläche des Kolbens und mit s die Länge des Kolbenschubes, so ist der Coefficient des schädlichen Raumes:

$$c = \frac{\text{Volumen des schädlichen Raumes}}{F \cdot s}$$

Das Aequivalent des schädlichen Raumes für die Kolbenschublänge ist demnach gleich $c s$.

Da die Dampfzuführung des schädlichen Raumes sich nicht an der Arbeit des Füllungsdampfes betheiligt, so wird natürlich ein um so grösserer Verlust an Füllungsdampf vorhanden sein, je grösser der schädliche Raum

im Verhältniss zum Füllungsvolumen des Cylinders ist. Dagegen wird durch den im schädlichen Raum befindlichen Dampf der Expansionsgrad erniedrigt, indem nicht bloß das ohne den schädlichen Raum berechnete theoretische Füllungsquantum des Dampfes, sondern auch noch das den schädlichen Raum erfüllende Dampfquantum an der Expansion theilnimmt. Die Expansionsarbeit wird also vergrößert, indem der mittlere Expansionsdruck verstärkt wird, und der Dampf hat nach vollendeter Expansion einen höheren Enddruck, als wenn nur das theoretische Füllungsquantum in demselben Cylinder, aber ohne schädlichen Raum, expandirt hätte. Könnte man bei einer Versuchsmaschine, welche mit selbstthätig sich regulirender Expansion arbeitet, den schädlichen Raum beliebig aus- und einschalten, so würde diese Maschine, wenn dieselbe zuerst ohne schädlichen Raum gegen einen constant bleibenden Widerstand gearbeitet hätte, sofort nach Einschaltung des schädlichen Raumes ihren Füllungsgrad entsprechend vermindern, um die Dampfarbeit wieder ins Gleichgewicht mit dem constant bleibenden Widerstande zu bringen. Es fragt sich nun, wird diese Maschine nach der Einschaltung des schädlichen Raumes mit der demgemäss verminderten scheinbaren Füllung dieselbe Arbeit ökonomischer oder unökonomischer leisten wie vorher, wo sie ohne den schädlichen Raum arbeitete?

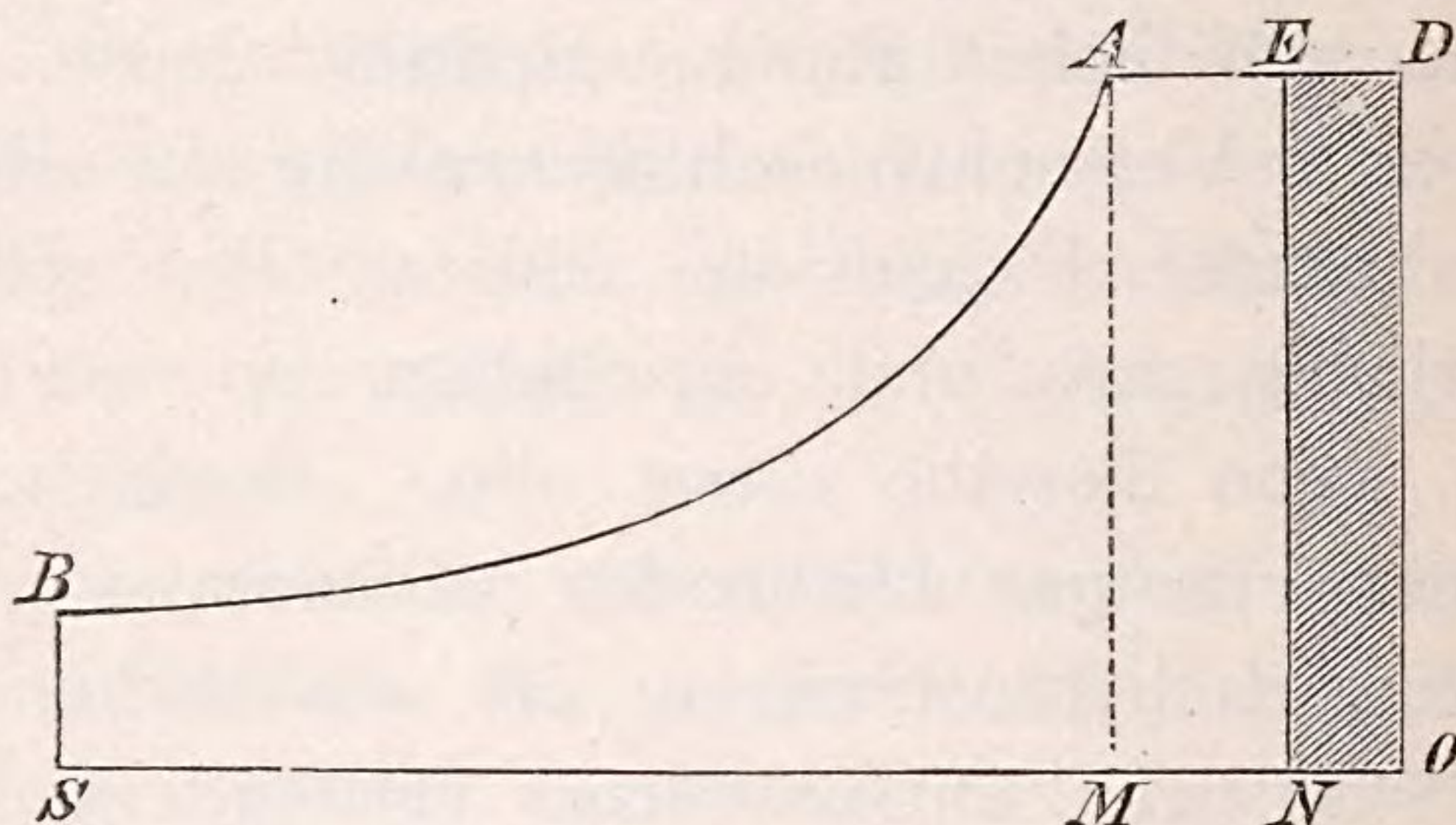
Um den Einfluss des schädlichen Raumes kennen zu lernen, hat man nicht zu fragen: Nimmt die Leistung einer gewissen Dampfmaschine für die verschiedenen Expansionsgrade durch die Zugabe des schädlichen Raumes ab oder zu? sondern man hat die Frage so zu

stellen: Wird im Cylinder einer gewissen Dampfmaschine durch das Vorhandensein des schädlichen Raumes die Dampfarbeit und somit das Güteverhältniss der Maschine erhöht oder erniedrigt?

Diese Frage lässt sich in der folgenden Weise sehr einfach beantworten:

Im beistehenden theoretischen Indicator diagramm Fig. 80 stellt die Strecke NS der Diagrammbasis den Kolbenschub oder für die Einheit der wirksamen Kolben-

Fig. 80.



fläche das vom Kolben durchlaufene Cylindervolumen und die Strecke ON das Volumen des schädlichen Raumes dar. Es sei nun $NS = X$ und $ON = m \cdot X$, wo m ein echter Bruch ist, dessen Werth zwischen den Grenzen $0,02$ bis $0,01$ liegt, je nach der Grösse und Art der Maschine. Es ist daher das ganze Cylindervolumen für die Querschnittseinheit bezeichnet durch die Grundlinie $OS = (1 + m) X$. Wäre in diesem Cylinder kein schädlicher Raum vorhanden, so würde der Kolben pro Querschnittseinheit das ganze Volumen $OS = (1 + m) X$ durchlaufen.

In der wirklichen, d. h. in der mit dem schädlichen Raume $ON = mX$ behafteten Maschine repräsentirt nach dem Diagramm Fig. 80 die Strecke NM den Theil des Kolbenschubes, welcher vor der Absperrung des Dampfes vom Kolben durchlaufen wird, und wenn $NM = \varepsilon \cdot NS$ ist, so bedeutet ε den Füllungsgrad und $\frac{1}{\varepsilon} = r^1$ ist das scheinbare Expansionsverhältniss, d. h. das ohne Berücksichtigung des schädlichen Raumes einfach aus dem Kolbenschube bestimmte Expansionsverhältniss. Zu beachten ist für das Folgende, dass ε so gut wie m den Werth eines echten Bruches hat.

Das wirkliche, d. h. das durch Vorhandensein des schädlichen Raumes hervorgebrachte Expansionsverhältniss ist $r = \frac{OS}{OM}$, und man hat mit Beachtung des Diagrammes Fig. 80

$$(1 + m) X = r (\varepsilon + m) X,$$

woraus folgt:

$$r = \frac{1 + m}{\varepsilon + m}.$$

Hiernach ist das wirkliche Expansionsverhältniss in einem mit schädlichem Raume behafteten Dampfmaschinencylinder nicht mehr der reciproke Werth des Füllungsgrades ε , d. h. es ist nicht mehr $r = \frac{1}{\varepsilon}$, sondern das Expansionsverhältniss r ist um so kleiner, je grösser der schädliche Raum ist.

Ist z. B. der schädliche Raum $m = \frac{1}{20}$ des effectiven Cylindervolumens und der Füllungsgrad $\varepsilon = \frac{1}{5}$, so würde das scheinbare Expansionsverhältniss $r^1 = 5$.

sein, dagegen ist aber das wirkliche Expansionsverhältniss

$$r = \frac{1 + \frac{1}{20}}{\frac{1}{5} + \frac{1}{20}} = 2\frac{1}{5} = 4,2;$$

demnach ist r um $16\frac{0}{0}$ kleiner als r^1 .

Ist wiederum $m = \frac{1}{20}$, ε aber gleich $\frac{1}{10}$, so würde das scheinbare Expansionsverhältniss $r^1 = 10$ sein, dagegen ist aber das wirkliche Expansionsverhältniss

$$r = \frac{1 + \frac{1}{20}}{\frac{1}{10} + \frac{1}{20}} = 2\frac{1}{3} = 7,$$

demnach ist r um $30\frac{0}{0}$ kleiner als r^1 .

Es sind noch für beide Fälle die mittleren Dampfdrücke miteinander zu vergleichen. Hierzu ist nothwendig, mit Bezug auf Diagramm Fig. 80 die Flächen $DABSO$ und $EABSN$ mit einander in Vergleich zu stellen, von denen die erstere die unter Mitwirkung des schädlichen Raumes auf den Kolben übertragene Arbeit darstellt, während die zweite die unter Wegfall des schädlichen Raumes entwickelte Dampfarbeit bezeichnet.

Diese Aufgabe lässt sich auf zweierlei Weise stellen:

1. Kann gegeben sein das Expansionsverhältniss und das Expansionsgesetz. Es ist dann erforderlich, den wirklichen auf den Kolben ausgeübten mittleren Druck unter Berücksichtigung des als seiner Grösse nach bekannten schädlichen Raumes zu bestimmen. Aus diesen Angaben folgt der theoretische mittlere Druck p_m , welcher ohne Vorhandensein des schädlichen Raumes wirksam werden würde, mittels der Gleichung:

$$p_m \cdot OS = \text{Fläche } DABSO.$$

Ist nun aber p'_m der wirkliche, d. h. der unter Mitwirkung des schädlichen Raumes entstehende mittlere Druck, so hat man die resultirende Arbeit:

$$p'_m \cdot N S = \text{Fläche } E A B S N.$$

Nun hat man aber unter Berücksichtigung der oben benutzten Bezeichnungsweise:

$$p_m (1 + m) x - p'_m \cdot x = \text{Fläche } D E N O \\ = p_1 m x,$$

wo p_1 den Anfangsdruck des in den Cylinder einströmenden Dampfes bezeichnet, daher ist:

$$p'_m = (1 + m) p_m - m p_1.$$

Es werde z. B. der Dampf bei $\frac{1}{5}$ des Kolbenschubes abgesperrt und der schädliche Raum m sei $= \frac{1}{20}$, so ist das wirkliche Expansionsverhältniss nach der oben ausgeführten Rechnung $r = 4,2$, und bei der Expansion nach dem Mariotte'schen Gesetze (hyperbolische Expansion) hat man ohne schädlichen Raum:

$$p_m = p_1 \cdot \frac{1 + \log. \text{ nat. } 4,2}{4,2} = 0,283 p_1,$$

woraus der unter Mitwirkung des schädlichen Raumes zum Vorschein kommende mittlere Druck folgt:

$$p'_m = (1 + \frac{1}{20}) p_m - \frac{1}{20} p_1 = 0,257 p_1,$$

welcher Werth dem wirklichen mittleren, auf die Einheit der Kolbenfläche wirksamen Arbeitsdrucke entspricht, aus welchem man unter Hinzuziehung der Kolbenfläche und des Kolbenweges die indicirte oder theoretische Leistung der Dampfmaschine in Pferdestärken berechnen kann.

2. Kann aber auch die Aufgabe so gestellt werden, dass der wirkliche mittlere Druck aus einem an einer gewissen Maschine abgenommenen Indicatorgramme bestimmt worden ist und nach dem äquivalenten mittleren Drucke in einer gleich starken, aber ohne schädlichen Raum arbeitenden Maschine gefragt wird.

Für diesen Fall sei p'_m der aus dem Indicatordiagramme bestimmte mittlere Druck und p_m der fragliche äquivalente mittlere Druck; man hat dann mit Bezug auf Fig. 80:

$$p_m \cdot OS = p'_m \cdot NS, \text{ oder}$$

$$p_m = \frac{p'_m}{1 + m}.$$

Der Zweck dieser Aufgabe ist eigentlich der, den mittleren Druck der Kolbenverschiebung auf den mittleren Druck des im Cylinder arbeitenden Dampfvolomens zu reduciren. In der Praxis repräsentirt die Basis des Indicatordiagramms stets den Kolbenschub, und der mittlere Druck wird mittels Division der Diagrammfläche durch den Kolbenschub gefunden. Wenn daher angenommen wird, dass die Abscissen des Diagramms die Volumina repräsentiren, so bezieht sich der mittlere Druck auf die Kolbenverschiebung anstatt auf das Dampfvolomen; eigentlich ist aber doch nicht das erstere, sondern das letztere Verhältniss mit Bezug auf die Frage nach dem Wärmeverbrauch von Interesse.

Aus dem Gesagten dürfte nun wohl klar geworden sein, dass die Volumina, welche durch die Abscissen des Indicatordiagramms repräsentirt werden, nicht von EN an (Fig. 80), wo der Kolbenschub beginnt, sondern von DO an, also mit Einschluss des schädlichen Raumes in Betracht zu ziehen sind. Wenn man aus dem Diagramm die Zustandsveränderungen der Gewichtseinheit Dampf ansehen will, so ist dies wohl zu beachten. Will man also den Wärmeverbrauch, d. i. den calorischen Effect der Maschine bestimmen, so ist die Länge OS und

nicht blos die Kolbenschublänge NS in Betracht zu ziehen.

Der Arbeitsverlust, welcher pro Kilogramm Dampf durch den schädlichen Raum herbeigeführt wird, wird ausgedrückt durch:

$$\text{Rechteck } O D E N = \frac{m p_1 V_2}{1 + m} = \frac{m r}{1 + m} p_1 V_1,$$

wenn V_1 und V_2 beziehentlich das Anfangs- und das Endvolumen von 1 Kg. Dampf bezeichnen, wobei r das wirkliche Expansionsverhältniss ist und V_2 dem wirksamen Cylindervolumen entspricht.

Die Wärmeverluste im Dampfmaschinen-Cylinder. — Die Erfahrung hat gelehrt, dass während des Dampfeintrittes in den Cylinder eine theilweise Condensation und während der Expansion und des Ausblasens eine Wiederverdampfung stattfindet. Diese abwechselnde Condensation und Verdampfung ist hauptsächlich der Wirkung der Cylinderwandungen zuzuschreiben, wozu ausserdem noch der Verlust durch die Auspuffwärme hinzukommt. Dieser Verlust durch Auspuffwärme ist die Hauptursache der Condensation während des Dampfeintrittes, und dieser Verlust lässt sich folgendermassen erklären:

In dem Augenblicke, wo der Auspuff einer Dampfmaschine beginnt, sei es in die freie Luft oder in den Condensator, befindet sich sowohl an den Cylinderwänden, als auch im Dampfe tröpfchenartig vertheiltes Wasser, welches während des Kolbenvorschubes zum geringeren Theile tropfbar flüssig entweicht, zum grösseren Theile jedoch auf Kosten der in den Cylinderwänden enthal-

tenen Wärme verdampft wird. Die hierdurch den Cylinderwänden entzogene Wärme wird als Auspuffwärme bezeichnet, und es muss dieselbe, wenn sie nicht dem Cylinder durch Heizung mittels eines Dampfmantels wieder zugeführt wird, vom frischen Admissionsdampfe wiederum an die Cylinderwände abgegeben werden, wodurch eine mehr oder minder starke Condensation des Admissionsdampfes hervorgerufen wird. Obwohl nun je nach dem Feuchtigkeitsgrade des Kesseldampfes und je nach dem Grade der Wärmedichtheit oder Heizung des Cylinders das Verhältniss des verdampften Theiles dieser Wassermenge zu dem tropfbar ausgeworfenen Theile derselben verschieden ist, so kann doch bei Condensationsmaschinen, welche mit möglichst trockenem Dampfe gespeist werden und mit einem gut heizenden Dampfmantel versehen sind, das Verhältniss der Auspuffwärme zu dem im Cylinder enthaltenen Wasserquantum gewisse Grenzen nicht überschreiten, und zwar scheint es nach den vom Ingenieur Hallauer angestellten Untersuchungen, dass durch die Auspuffwärme auch im günstigen Falle 10 bis 11 Proc. der Gesamtwärme des Dampfes verloren gehen, welche den Cylinderwänden während des Auspuffs entzogen werden und welche von dem frisch eintretenden Dampfe durch entsprechende Condensation wieder an die Cylinderwände abgegeben werden müssen. Unter weniger günstigen Verhältnissen kann diese Condensation sich auf 30 bis 50 Proc. des frisch eintretenden Dampfes erstrecken. Aus diesem Umstande wird erklärlich, dass das Füllungsvolumen des Cylinders durchaus nicht immer mit der pro Füllung wirklich verbrauchten Dampf- oder Speisewassermenge äquivalent zu sein braucht, weshalb

man diese Dampfmenge auch nicht nach dem Füllungsgrade oder nach dem Indicatorgramm abschätzen darf, sondern man muss diese Dampfmenge aus dem Verbrauch an Speisewasser bestimmen. Die Erfahrung lehrt, dass mit der Verstärkung der Expansion auch eine um so grössere Dampfmenge sich im Cylinder condensirt; und dies ist selbst dann der Fall, wenn der Cylinder mit einem Dampfmantel verbunden und äusserlich gegen Wärmeverlust möglichst geschützt ist. In jeder Dampfmaschine tritt stets ein Moment ein, wo die Vergrösserung der Expansion einen wachsenden Dampfverbrauch und daher auch einen wachsenden Brennstoffverbrauch erfordert. Es ist nicht selten, dass eine Dampfmaschine für die zu leistende Arbeit zu grosse Cylinderdimensionen hat. Man kann in diesem Falle das Gleichgewicht zwischen der indicirten Dampfleistung und der Nutzleistung auf verschiedene Weise herstellen, indem man entweder die Expansion vergrössert, oder den Dampf vor Eintritt in den Cylinder drosselt, oder endlich den Kesseldruck vermindert.

Das erste Mittel wird oft weit über Gebühr bevorzugt, und hat man zu dem Zwecke eine grosse Zahl sinnreicher Steuerungs-Mechanismen erfunden, durch welche der Expansionsgrad selbstthätig bis weit hinaus über die Grenzen des Zulässigen eingestellt wird.

Auf Grund der gelegentlich der Düsseldorfer Gewerbeausstellung im Jahre 1880 angestellten Versuche mit Dampfmaschinen sind mit Bezug auf die Beurtheilung der im Cylinder stattfindenden Dampfwirkung aus den Indicatorgrammen die folgenden Grundsätze aufgestellt worden:

1. Dass bei Maschinen mit Dampfmänteln die wirkliche Indicatorcurve mit der Mariotte'schen Linie so genau zusammenfällt, dass man eine gesetzmässige Abweichung beider Curven von einander an irgend einer Stelle derselben nicht nachweisen kann.

2. Dass bei Maschinen ohne Dampfmantel die wirkliche Indicatorcurve sehr merklich und gesetzmässig von der Mariotte'schen abweicht, und zwar in der Art, dass die Indicatorcurve zuerst rascher und später langsamer fällt als die Mariotte'sche.

3. Dass bei Maschinen mit Dampfmantel der durch die Expansion sich condensirende Dampf durch Wiederverdampfung des gebildeten (resp. durch Verdampfung des aus dem Kessel mitgerissenen) Wassers reichlich ersetzt wird.

4. Dass bei Maschinen ohne Dampfmantel und ohne Condensation während der Expansion anfänglich Condensation und später Nachdampfen stattfindet, welches letzteres der Arbeitsleistung theilweise (aber nur relativ gering, weil bei niedrigem Drucke und niedriger Temperatur) wieder zu Gute kommt.

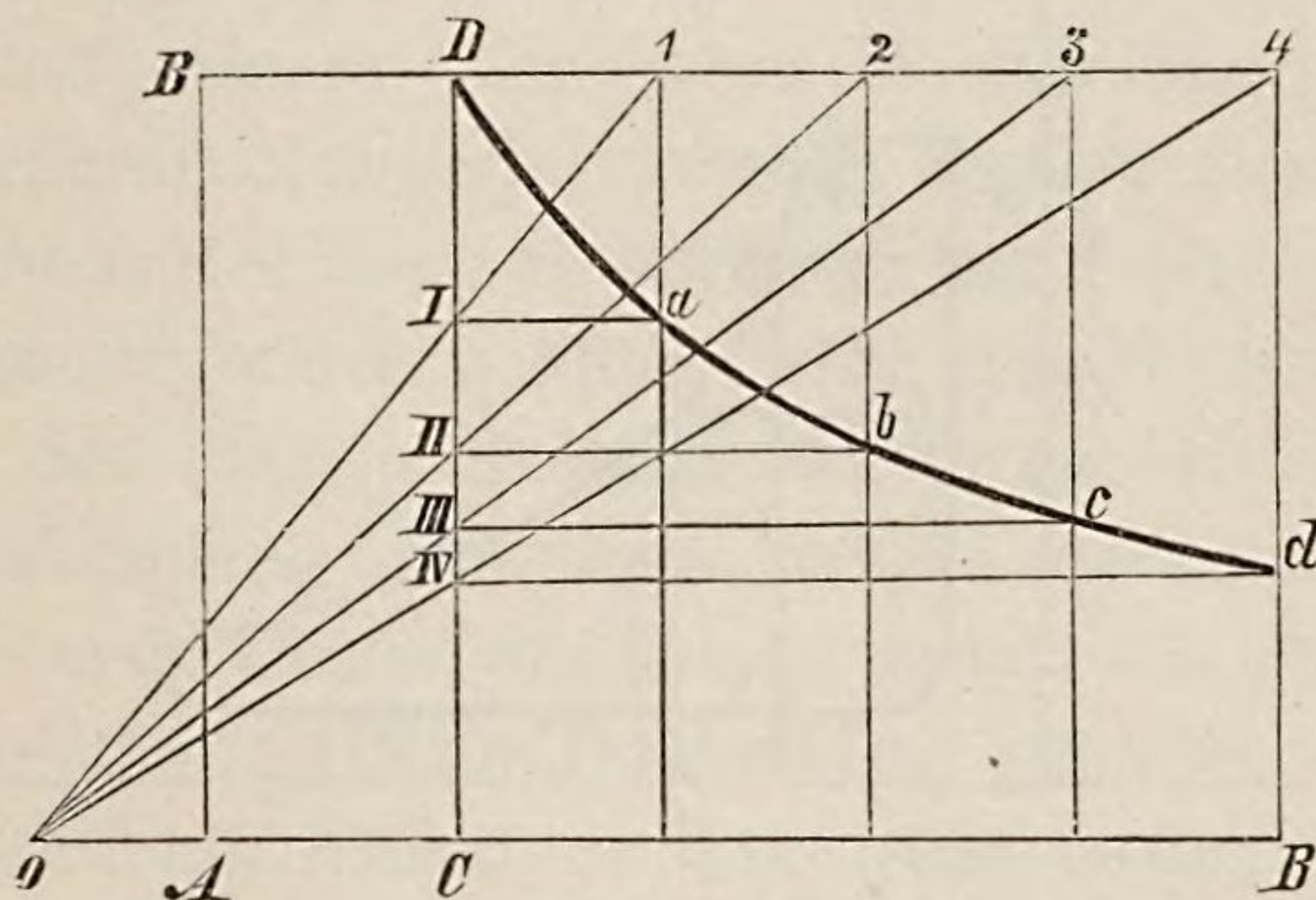
5. Dass bei Maschinen ohne Dampfmantel und mit Condensation die Cylinderwände durch den Condensator stark abgekühlt werden, so dass viel Dampf sowohl während der Volldruckperiode, als auch während eines grossen Theiles der Expansion im Cylinder condensirt wird und dass das Nachdampfen dieses Wassers erst während der Ausströmungsperiode eintritt, wodurch in schädlicher Weise die Cylinderwände stark abgekühlt werden.

Für den praktischen Bedarf, d. i. für die Construction einer Dampfmaschine, handelt es sich nun hauptsächlich

darum, Anhaltspunkte zur Schätzung des Einflusses der verschiedenen Factoren — Cylindervolumen und schädliche Räume, Füllungsgrad, Compression und dergleichen — zu besitzen, um danach das wahrscheinlich resultirende Indicordiagramm zu entwerfen und danach die Maschinen-dimensionen für einen speciellen Fall zu ermitteln.

Um die Expansionscurve mit Rücksicht auf den schädlichen Raum zu construiren, verfährt man folgendermassen:

Fig. 81.



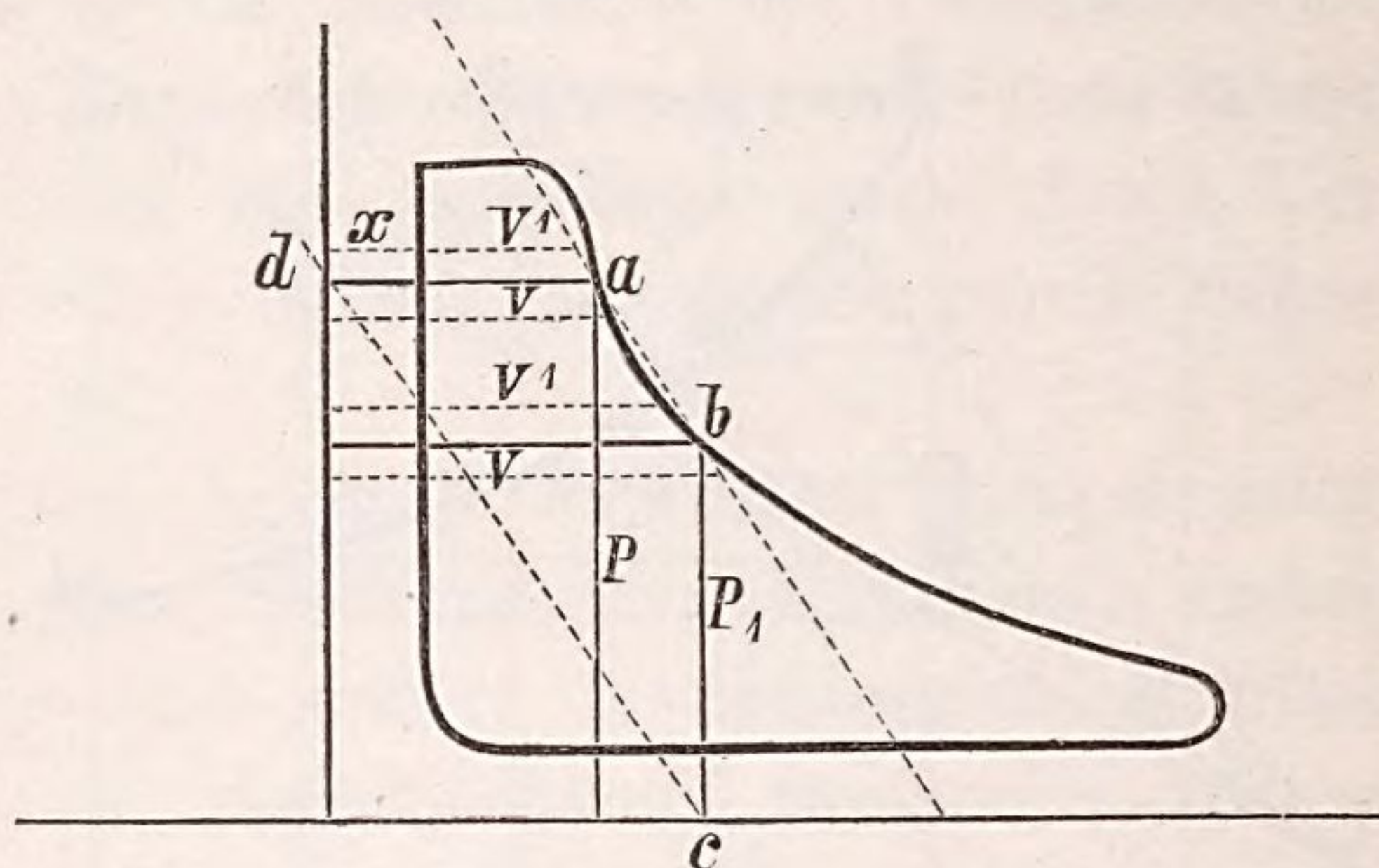
Es repräsentire in Fig. 81 AB in beliebigen Mass-einheiten das effective Cylindervolumen oder die Länge des Kolbenschubes für die Kolbenfläche Eins und OA in gleicher Weise das Volumen des schädlichen Raumes; ferner sei AB der absolute Anfangsdruck und BC das Füllungsvolumen. Man theile CD in eine beliebige Anzahl gleicher Theile, z. B. 4, ziehe von den Theil-punkten 1, 2, 3, 4 Strahlen nach O und aus den Schnitt-punkten I, II, III, IV auf CD Parallele mit OB , welche

die aus den Schnittpunkten 1, 2, 3 gezogenen Senkrechten in den Punkten a , b , c , d schneiden und dadurch den Verlauf der Expansionscurve bestimmen.

Ist das Indicatordiagramm gegeben, so kann man den schädlichen Raum mit Bezug auf Fig. 82 auf die folgende Weise finden.

Man nehme im oberen Theile der Curve zwei Punkte a und b an und verbinde dieselben durch eine Gerade. Vom Punkte c , wo die Ordinate von b die absolute

Fig. 82.



Vacuumlinie $A B$ schneidet, zieht man parallel zur Geraden $a b$ bis zum Durchschnitt d mit der Horizontalen durch a , so ist d der Punkt, durch welchen man die Verticale $C O$ legt, welche zur Bestimmung des schädlichen Raumes dient.

Die Wirkung des Dampfes in Compoundmaschinen. Unter Compoundmaschinen versteht man solche Dampfmaschinen, in denen der Dampf successive in zwei oder mehreren Cylindern von wachsendem Volumen zur Wirkung kommt. Diese Cylinder werden bei den gewöhnlichen zweicylindrigen Compound-

maschinen als Hoch- und Niederdruckcylinder unterschieden, und zwar ist der kleinere der Hochdruckcylinder, der grössere der Niederdruckcylinder. Ferner sind zwei Classen von Compoundmaschinen zu betrachten. Die erste Classe umfasst die Maschinen, bei denen der aus dem Hochdruckcylinder entweichende Dampf direct in den Niederdruckcylinder hinüber expandirt, indem die beiden Kolben gleichzeitig von ihrer Endstellung entweder mit gleichgerichteter oder entgegengesetzt gerichteter Bewegung ausgehen. In die zweite Classe werden dagegen diejenigen Maschinen gezählt, in denen der Dampf auf seinem Wege vom Hochdruckcylinder nach dem Niederdruckcylinder in einer Zwischenkammer, dem sogenannten Receiver, einstweilig Platz findet, bis ihm der Niederdruckcylinder geöffnet wird, indem bei der Endstellung des kleinen Kolbens der grosse Kolben sich in der Mittelstellung oder doch nahezu derselben befindet.

Die erste Classe der Compoundmaschinen wird von der altbekannten Woolfmaschine gebildet; die zweite Classe wird als Receivermaschine bezeichnet.

Mit Bezug auf den theoretischen Wirkungsgrad besitzt die Compoundmaschine keinen Vorzug vor der gewöhnlichen Eincylindermaschine bei gleichen Cylinderdimensionen und gleichem Expansionsgrade. Dagegen kommen der Compoundmaschine im Vergleich zur Eincylindermaschine bedeutende technische Vorzüge zu.

Erstens mit Bezug auf die Anstrengung der Maschine ist hervorzuheben, dass der Volldruckdampf in der Compoundmaschine auf einen verhältnissmässig kleinen Kolben zur Wirkung kommt, so dass die Inanspruchnahme, welche die beweglichen Theile und das Gestell auszuhalten

haben, viel geringer ist, als wenn der Dampf mit seinem vollen Drucke sofort auf den bedeutend grössern Kolben einer gleich starken und mit gleichem Expansionsgrade arbeitenden Eincylindermaschine wirkt. Auch ist die vertheilte Wirkung zweier Kolben auf die Kurbelwelle günstig.

Zweitens mit Bezug auf die Ausnutzung des Dampfes oder der Wärme ist die Compoundmaschine insofern bedeutend günstiger als die Eincylindermaschine gestellt, weil in ihr die Expansion und demzufolge auch die Temperatur- und Druckdifferenzen auf zwei Cylinder vertheilt sind, wodurch die bei gleicher Expansion in einem Cylinder vorkommende Condensation des Dampfes, sowie der Verlust durch Auspuffwärme bedeutend vermindert wird.

Drittens mit Bezug auf den Nutzeffect wird bei der Compoundmaschine der von den beiden Kolben auf die Kurbelwelle und deren Lager ausgeübte Druck günstig vertheilt und theilweise durch die entgegengesetzte Wirkung der Kolben ausgeglichen und somit die Reibung vermindert. Werden z. B. — wie dies bei Compound-Schiffsmaschinen häufig der Fall ist — zwei Niederdruckcylinder mit einem dazwischen stehenden Hochdruckcylinder angewendet, wobei die drei Kurbeln symmetrisch unter Winkeln von 120^0 gegen einander verstellt sind, so ist die Ausgleichung des auf diese Kurbeln ausgeübten Druckes fast vollkommen. Diese Ausgleichung bezieht sich nicht bloß auf die vom Dampfdrucke selbst herrührenden Kräfte, sondern auch auf die durch die Reaction oder Trägheit der Kolben und der mit ihnen bewegten Massen hervorgerufenen Pressungen. Infolge dessen ist natürlich

auch der Gang der Compoundmaschinen ein viel gleichmässigerer als der der Eincylindermaschinen.

Viertens ist mit Bezug auf die unvermeidliche Kolbendichtheit bei starkem Dampfdrucke zu bemerken, dass bei der einfachen Cylindermaschine der zwischen Kolben und Cylinderwand hindurchschlüpfende Hochdruckdampf für die Arbeit vollständig verloren ist und dass man dieses Hindurchschlüpfen nur durch starke Anspannung der Kolbendichtung mit bedeutender Vergrösserung der Kolbenreibung möglichst verhüten kann, während bei der Compoundmaschine, wo dieser Nachtheil überhaupt nur den unter Hochdruckdampf wirkenden kleinen Kolben trifft, eine Undichtheit im obigen Sinne keinen Dampfverlust herbeiführt, indem der hier durchschlüpfende Dampf doch noch vom grossen Cylinder abgefangen wird und daselbst durch Expansion zur Wirkung kommt. Infolge des auf den kleinen Kolben wirkenden Gegendruckes und aus dem oben angeführten Grunde braucht auch der kleine Kolben ebenso wenig wie der nur unter Niederdruckdampf wirkende grosse Kolben mit stark angespannter Dichtung zu arbeiten, wodurch die Reibung bedeutend vermindert wird.

Um die Wirkungsweise des Dampfes in den Compoundmaschinen genauer zu studiren, ist wieder eine Betrachtung der Indicator diagramme nöthig.

Die mittels des Indicators vom Hoch- und Niederdruckcylinder einer Compoundmaschine abgenommenen Diagramme haben bei vorausgesetzt gleicher Länge des Kolbenshubes in beiden Cylindern ebenfalls gleiche Länge. Legt man diese Diagramme der Uebersichtlichkeit wegen zusammen, so erhält man für eine Woolf-

maschine beispielsweise die in Fig. 83 dargestellte Form, und für eine Receivermaschine die in Fig. 84 dargestellte Form, wobei in beiden Fällen das obere Diagramm für den Hochdruckcylinder und das untere Diagramm für den Niederdruckcylinder gültig ist, und die untere horizontale Linie die Linie des absoluten Vacuums bezeichnet.

Man kann nun diese beiden Diagramme in der Weise mit einander combiniren, dass dieselben zusammen

Fig. 83.

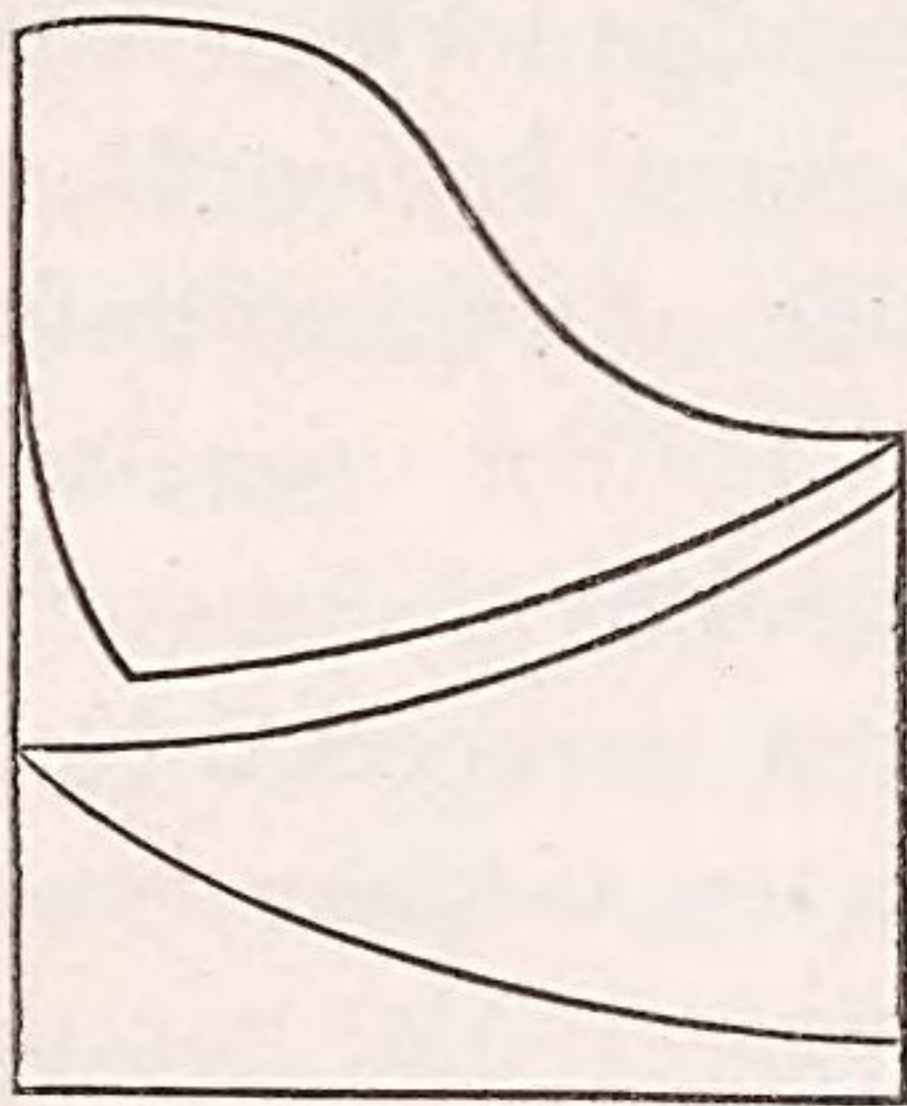
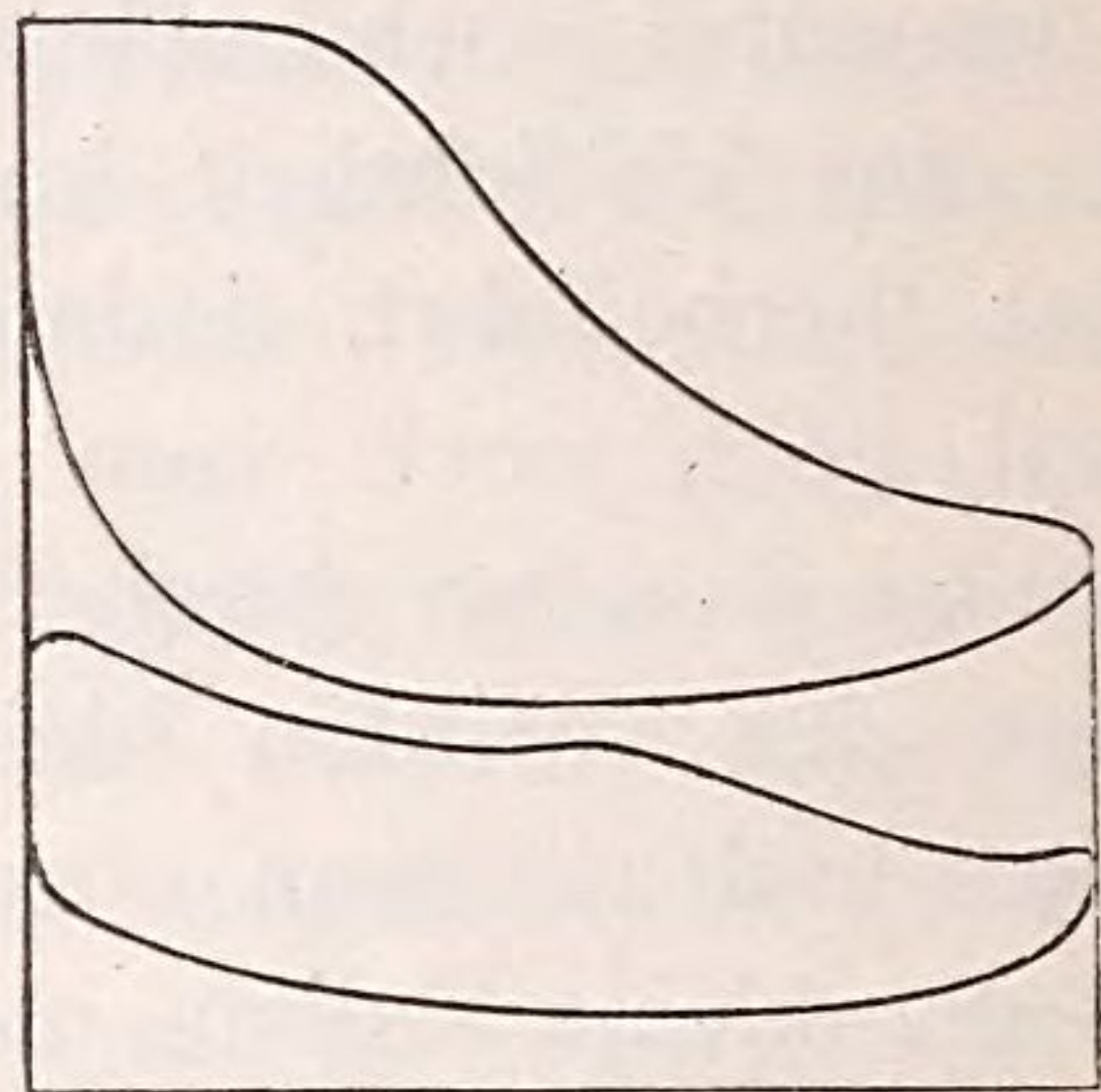


Fig. 84.



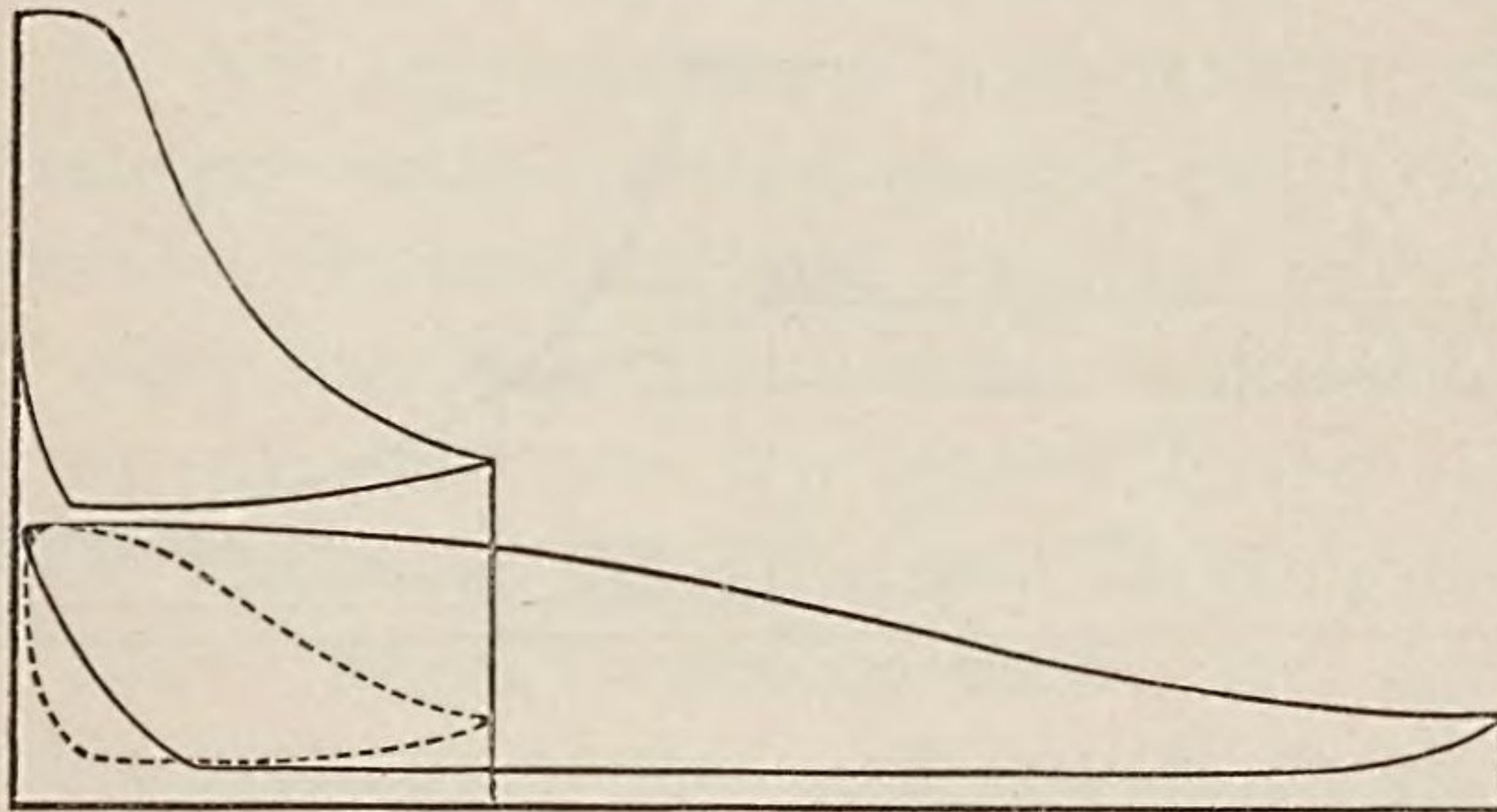
als das Diagramm einer Eincylindermaschine erscheinen, in welcher der Dampf unter denselben Veränderungen des Druckes und Volumens dieselbe Arbeit verrichtet. Wenn nun die Fläche des combinirten Diagramms die auf den Kolben übertragene Arbeit repräsentiren soll, so muss die Länge der Basis des Diagramms der Länge des wirksamen Cylindervolumens, d. h. dem vom Kolben bei einem Schube durchlaufenen Raum entsprechen. Um daher das combinirte Diagramm herzustellen, ist die Länge der Basis des Niederdruckdiagramms, sowie überhaupt jede horizontale Dimension desselben in dem-

selben Verhältniss vergrössert worden, in welchem der wirksame Rauminhalt des Niederdruckcylinders grösser ist, als der wirksame Rauminhalt des Hochdruckcylinders.

Unter der Annahme, dass das Volumen des Niederdruckcylinders dreimal so gross als das Volumen des Hochdruckcylinders sei, nehmen wir diese Combination der in Fig. 85 abgebildeten beiden Diagramme einer Receivermaschine vor.

Hierbei stellt sich heraus, dass mit genauer Berücksichtigung der in beiden Cylindern wirksamen Dampf-

Fig. 85.



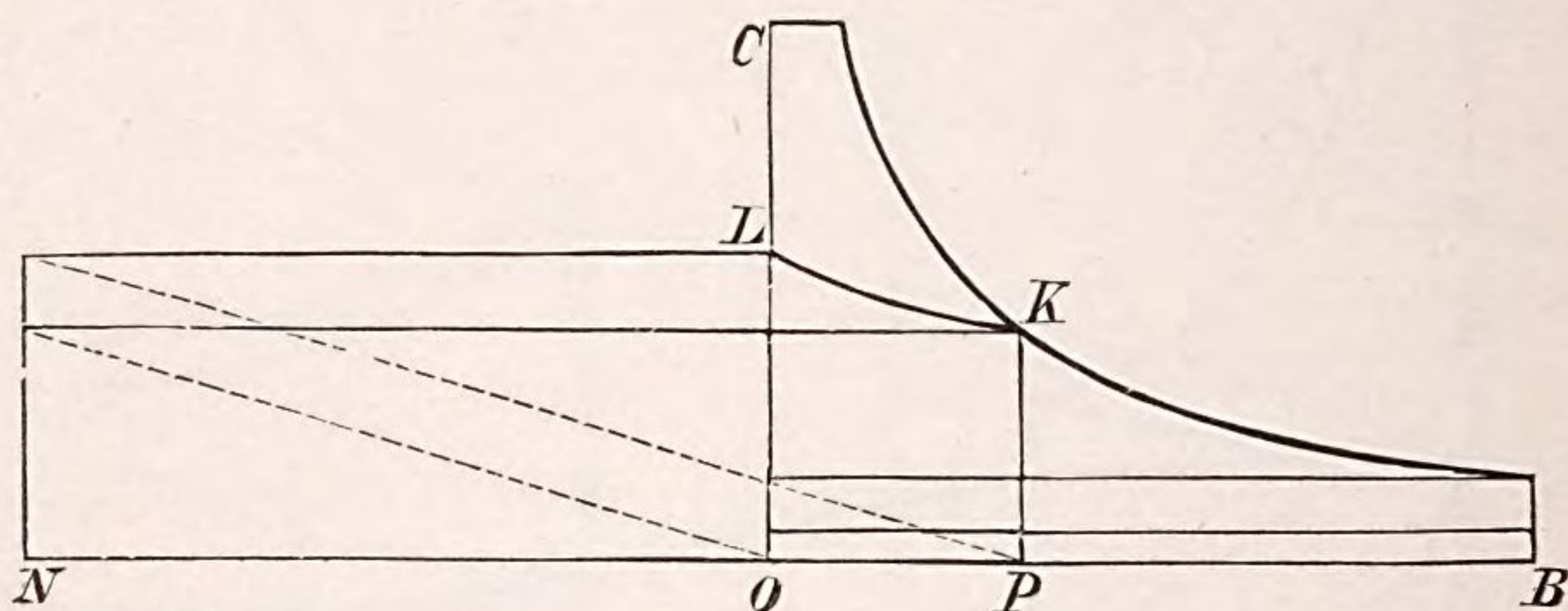
drücke die beiden angenommenermassen ursprünglich direct mittels des Indicators gleichzeitig an beiden Cylindern der Compoundmaschine abgenommenen Diagramme niemals ganz genau zu einem vollen Diagramme sich combiniren, sondern dass sich infolge der fehlenden Ecken am oberen Diagramm ein gewisser Flächenausfall bemerklich macht, der als Druckabfall bezeichnet wird. Dieser Druckabfall rührt daher, dass beim Uebergange des Dampfes von einem Cylinder in den andern stets ein grösserer oder kleinerer Theil des Dampfes

condensirt wird und daher eine Druckabnahme sich einstellt.

Durch angemessene Construction der Maschine, insbesondere durch ein richtiges Verhältniss der Cylinder- und Receiverdimensionen, sowie durch ausreichend geheizte Dampfmäntel an den Cylindern und am Receiver kann dieser Druckabfall bedeutend vermindert und unter günstigen Umständen auch ganz verhütet werden.

Um die theoretische Vollkommenheit in der Wirkungsweise einer Receivermaschine möglichst zu realisiren,

Fig. 86.



darf der Receiver durchaus keine Wärme durchlassen, so dass der Dampf aus demselben genau mit demselben Druck und Volumen übergeht, mit welchem er vom Hochdruckcylinder an den Receiver übergeben worden ist.

Vorausgesetzt, dass diese Bedingung erfüllt sei, möge OP in Fig. 86 das bei jedem Kolbenshub in den Niederdruckcylinder übertretende Dampfvolumen darstellen, so dass $\frac{OB}{Op}$ dem in diesem Cylinder stattfindenden Expansionsverhältniss entspricht; es wird alsdann Op die wirksame Capacität des Hochdruckcylinders dar-

stellen und $\frac{Op}{OB}$ wird dem Expansionsverhältniss in diesem Cylinder entsprechen. Wenn man nun pK parallel zu OC zieht, so dass die Expansionscurve in K geschnitten wird, so ist dieser Punkt der eine Endpunkt der gesuchten Theilungslinie. Um deren andern Endpunkt unter denselben theoretischen Bedingungen in Verbindung mit der Voraussetzung zu finden, dass das Einpressen des Dampfes in den Receiver und dessen Austreten aus demselben zu verschiedenen Zeiten stattfindet, verlängere man die Grade OB über O hinaus und schneide von O aus die Länge ON ab, welche die Capacität des Receivers in den angenommenen Masseinheiten darstelle, wobei man gewöhnlich diese Capacität gleich derjenigen des grossen Cylinders annimmt. Hierauf schneide man auf OC die Länge OL ab, welche in demselben Verhältniss zu pK steht, wie Np zu NO . Es ist alsdann L der andere Endpunkt der gesuchten Theilungslinie LK , welche Linie einer Expansionscurve für das durch $NO = ML$ Anfangsvolumen und dem durch $OL = NM$ dargestellten Anfangsdrucke ist und welche nach derselben Methode construirt werden kann, welche durch Fig. 68 auf Seite 169 dargestellt ist.

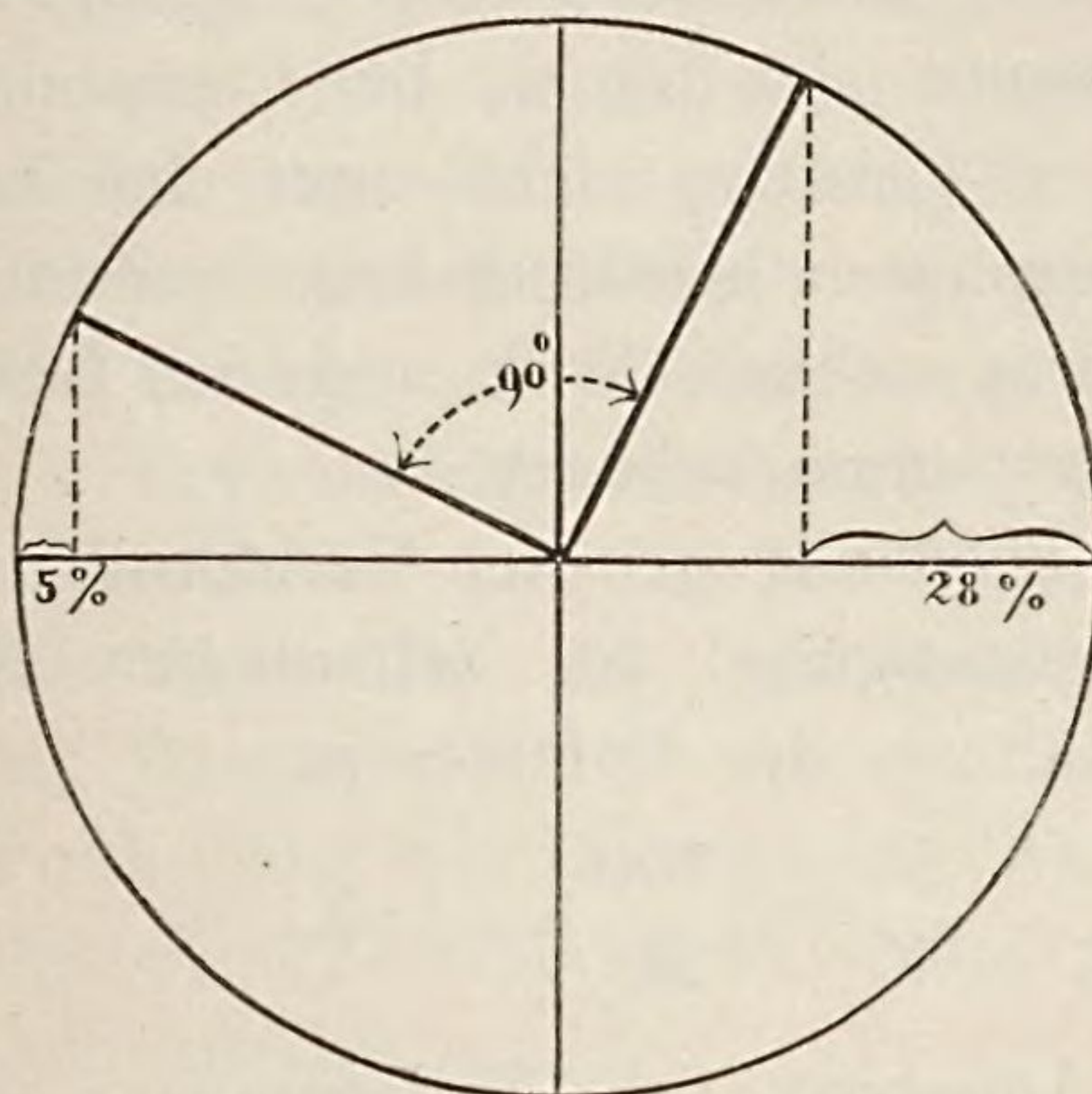
Das Hochdruckdiagramm, welches durch $CDKL$ dargestellt wird, entspricht in seiner unteren Grenze LK der Druckvergrösserung während der Einpressung des Dampfes vom Hochdruckcylinder in den Receiver. Das Niederdruckdiagramm $LKEFG$ stellt dagegen in seiner oberen Grenze LK die Druckverminderung dar, welche während des Dampfübertrittes aus dem Receiver in den Niederdruckcylinder stattfindet.

In Wirklichkeit findet aber häufig der Eintritt des Dampfes in den Receiver und der Austritt des Dampfes aus dem Receiver in derselben Zeit statt, und das Metall des Receivers nimmt Wärme vom eintretenden Dampfe auf und giebt Wärme an den austretenden Dampf ab; das praktische Resultat ist, dass der Dampfdruck im Receiver nahezu constant bleibt, so dass die obere Grenze des Niederdruckdiagramms nahezu mit einer zu OB parallelen Geraden LK zusammenfällt. Dieselbe gerade Linie fällt aber auch nahezu mit der unteren Grenze des Hochdruckdiagramms zusammen. Um diese Grenzen zum vollständigen Zusammenfallen zu bringen, d. h. das Hoch- und Niederdruckdiagramm in einer continuirlichen Fläche zu vereinigen und jeden Zwischenraum, d. i. jeden Druckabfall und den damit verbundenen Arbeitsverlust beim Uebergang des Dampfes aus dem Hochdruck- in den Niederdruckcylinder zu beseitigen, vielleicht auch sogar durch den Receiver einen Arbeitsgewinn herbeizuführen, der sich durch theilweises Uebereinanderfallen der beiden Diagrammflächen bemerklich macht, ist es nöthig, dem Dampfe auf seinem Wege vom Hochdruck- in den Niederdruckcylinder Wärme zuzuführen, was durch geeignete Heizung des Receivers, am besten mittels eines durch Kesseldampf gespeisten Dampfmantels geschehen kann.

Die Gleichheit der Arbeit in den beiden Cylindern einer Compoundmaschine ist ganz unwesentlich, dagegen kommt es auf möglichste Ausnutzung der Expansion an. Ferner ist zu berücksichtigen, dass der grosse Cylinder mittels fixer Expansion an dem Punkte des Kolbenschubes abzusperren ist, an welchem der von seinem

Kolben durchlaufene Raum dem Gesamtinhalte des kleinen Cylinders entspricht. Auf diese Weise kann die Receiverspannung ziemlich constant erhalten und der Druckabfall vermindert werden. Ein wesentliches Moment für die Wahl der Füllung des grossen Cylinders ist durch die Anordnung der Steuerung des kleinen Cylinders zu erfüllen; es muss nämlich, um jede Nachfüllung des grossen Cylinders und den damit verbundenen Dampf-

Fig. 87.



verlust zu vermeiden, der grosse Cylinder schon abgesperrt sein, bevor der kleine Cylinder auszublasen beginnt. Dieses Moment der Absperrung des grossen Cylinders ist aber nicht gerade der halben Füllung desselben entsprechend, sondern es muss dasselbe aus dem Austrittsvoreilen und der entsprechenden Kurbelstellung ermittelt werden. Eine Schiebersteuerung mit 5 Procent Austrittsvoreilen ist nichts Ungewöhnliches, und die beistehende Skizze Fig. 87 zeigt, dass dann

der Niederdruckcylinder bei 28 Procent seines Kolbenweges abgesperrt werden muss, wenn nicht Nachfüllen eintreten soll, wodurch ein Arbeitsverlust entsteht, welcher nur zum kleineren Theile durch die dadurch etwas vergrösserte Expansionsarbeit des grossen Cylinders wieder gewonnen wird, wogegen eine Schwächung der Anfangsspannung für die nächste Füllung im Receiver stattfindet. Die auf die Compression im Receiver zu verwendende Arbeit des Hochdruckcylinders ist unwesentlich, wenn der Receiver genügend gross ist.

Es empfiehlt sich ferner, bei Compoundmaschinen für die mittlere Leistung nicht unter eine Endspannung von 0,7 Atmosphären herabzugehen, besonders wenn die Maschine etwas schnell läuft und das Gestänge noch durch die Luftpumpe belastet ist.

Für die oben angegebenen Verhältnisse ergibt sich, ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume, das Volumenverhältniss der Cylinder zu:

$$\frac{V}{V} = \frac{100}{28} = 1 : 3,57.$$

Unter Annahme der Endspannung von 0,7 Kg. hätte man eine mittlere Receiverspannung von $0,7 \cdot 3,57 = 2,5$ Atmosphären. Diese als Endspannung des kleinen Cylinders gesetzt, ergibt für die folgenden Admissionsspannungen nachstehende Füllungen:

Atm.	4	4,5	5	5,5	6	7	8 über Vacuum
Füllung	62	55	50	45	41	36	31 Proc. d. kl. Cyl.

Unter diesen Füllungen und Spannungen sind die 41 Procent bei 6 Atmosphären und 36 Procent bei 7 Atmosphären die geeignetsten für neu zu bauende

Maschinen; in letzterem Falle ergibt sich auch gleiche Arbeit für beide Cylinder.

Die kleineren Spannungen ergeben Füllungen, welche nahe an die Grenze der durch die Steuerung zu erreichenden Maximalfüllung heranreichen; der Effect der Maschine lässt sich also nicht wesentlich über die mittlere Leistung steigern. Verringern lässt sich die Leistung, je nach dem Gewichte des Gestänges, oft bis zu einer Endspannung von 0,4 Atmosphäre.

Aus alledem geht hervor, dass eine Maschine bei derartiger Wahl der Cylinder und Steuerungsverhältnisse für die verschiedensten Kesselspannungen verwendbar ist. Hierbei bleibt unter Voraussetzung gleicher Endspannung die Leistung des Niederdruckcylinders stets die gleiche, die Leistung des Hochdruckcylinders steigt aber mit der Benutzung höherer Kesselspannung, und hiermit steigert sich auch die Oekonomie im Dampfverbrauche der Maschine.

Die Berechnung der Dampfmaschinen. — Für die Berechnung einer Dampfmaschine sind massgebend:

1. die Kolbenfläche;
2. der mittlere wirksame Druck;
3. der Füllungsgrad oder dessen reciproker Werth, der Expansionsgrad;
4. die Kolbengeschwindigkeit;
5. der Wirkungsgrad.

Die wirksame Kolbenfläche bestimmt sich aus der dem Kolbendurchmesser entsprechenden Kreisfläche, abzüglich dem Querschnitte der Kolbenstange. Bezeichnet man mit F die Kolbenfläche in Quadratcentimeter und mit D den Kolbendurchmesser in Millimeter, so ist:

$$F = 3,142 \frac{D^2}{4} \cdot \frac{1}{100} = 0,00785 D^2,$$

folglich hat man zur Bestimmung des Kolbendurchmessers aus der Kolbenfläche:

$$D = 1,128 \sqrt{F}.$$

Berücksichtigt man den Querschnitt der Kolbenstange, welcher von der wirksamen Kolbenfläche in Abzug zu bringen ist, so kann man durchschnittlich diesen Querschnitt f gleich $0,025 F$ setzen, und die wirksame Kolbenfläche $F_1 = F - f$ ergibt sich zu:

$$F_1 = 0,00765 D^2 \text{ und daher} \\ D = 1,143 \sqrt{F_1}.$$

Der absolute mittlere Dampfdruck p_m , der im Cylinder während eines Kolbenschubes die Verschiebung des Kolbens bewirkt, lässt sich bestimmen, wenn man den absoluten Anfangsdruck (Admissionsdruck) und den Füllungsgrad ε oder dessen reciproken Werth: den Expansionsgrad kennt. Die Bestimmung des mittleren Druckes kann alsdann nach der auf S. 173 angegebenen Methode erfolgen, oder man benutzt dazu die empirische Formel:

$$p_m = p - \frac{1}{6} (1 - \varepsilon)^2 (4p + 1).$$

In dieser Formel ist zugleich die Einwirkung des schädlichen Raumes mit dessen mittlerem Werthe $0,20$ berücksichtigt. Ist p_k der Kesseldruck, so kann man den Anfangsdruck $p = 0,75 p_k$ setzen.

Zur Bestimmung des günstigsten Füllungsgrades ε kann man die folgenden Regeln benutzen, wobei man den absoluten Anfangsdruck gleich p setzt:

a) Für gewöhnliche Dampfmaschinen mit freiem Auspuff:

$$\varepsilon = \frac{1}{2 \sqrt{p}}.$$

b) Für eincylindrige Condensationsmaschinen mit Dampfmantel und Deckelheizung:

$$\varepsilon = \frac{0,34}{\sqrt{p}}.$$

c) Für Compoundmaschinen mit Dampfmantel und Deckelheizung:

$$\varepsilon = \frac{0,26}{\sqrt{p}}.$$

Der durch diese Formeln bestimmte Füllungsgrad ist als Minimalfüllungsgrad zu setzen.

Die Kolbengeschwindigkeit wird nach der Formel bestimmt:

$$v = 0,09 (15 + \sqrt{N}),$$

wenn man mit N die Nutzleistung der Maschine in Pferdestärken bezeichnet.

Was den Wirkungsgrad der Dampfmaschinen anbelangt, so versteht man darunter das Verhältniss zwischen der indicirten Leistung und der Nutzleistung der Maschine, welches sich der Einheit um so mehr nähert, je vollkommener die Maschine ist, d. h. je geringer die passiven Widerstände derselben sind. Der Wirkungsgrad ist von der Grösse der Maschine, sowie von deren Construction, Ausführung und Instandhaltung abhängig. Es kann der Werth des Wirkungsgrades η nach den folgenden, von Grashof aufgestellten Formeln angenähert bestimmt werden:

$$\eta = \frac{N + 5}{N + 10}, \text{ wenn } N \text{ kleiner als 5 Pferdestärken,}$$

$$\eta = \frac{N + 20}{N + 32,5}, \text{ wenn } N = 5 \text{ bis } 30 \text{ Pferdestärken,}$$

$$\eta = \frac{N + 300}{N + 366}, \text{ wenn } N \text{ grösser als 50 Pferdestärken.}$$

Mit Hilfe des Wirkungsgrades und des absoluten mittleren Dampfdruckes p_m lässt sich endlich auch der Nutzdruck oder effective Dampfdruck p_n berechnen, wenn man den mittleren Auspuffdruck p^1 kennt. Für Maschinen mit freiem Auspuff ist zu setzen:

$$p^1 = 1,1 \text{ Atmosphären}$$

und für Maschinen mit Condensation setzt man:

$$p^1 = 0,2 \text{ Atmosphären.}$$

Hiernach berechnet sich der mittlere Nutzdruck pro Quadratcentimeter der Kolbenfläche:

a) für Maschinen mit freiem Auspuff:

$$p_n = \eta (p_m - 1,1) \text{ Atmosphären;}$$

b) für Maschinen mit Condensation:

$$p_n = \eta (p_m - 1,2) \text{ Atmosphären.}$$

Bezeichnet man mit N die Anzahl der von der Maschine zu leistenden Pferdekkräfte, mit F die Kolbenfläche in Quadratcentimeter, mit p_n den Nutzdruck in Atmosphären, mit V die Kolbengeschwindigkeit in Meter, so hat man zur Berechnung einer Dampfmaschine die Formel:

$$N = \frac{F \cdot p_n \cdot v}{75}.$$

Führt man anstatt der Kolbengeschwindigkeit die Umdrehungszahl n und den Kolbenshub s (gleich der doppelten Kurbellänge r) ein, so ergibt sich:

$$N = \frac{F \cdot p \cdot n \cdot s}{75 \cdot 30}$$

Die Dampfmaschinen-Steuerungen. — Unter der Bezeichnung »Steuerung« werden die Dampfmaschinen-Mechanismen zusammengefasst, mittels welcher die Dampfvertheilung besorgt wird. Man unterscheidet dabei äussere Steuerungstheile und innere Steuerungstheile, je nachdem diese Mechanismen offen zu Tage sich befinden, oder im Innern der Maschine verborgen sind. Die äusseren Steuerungstheile bestehen aus Excentern, Stangen, Hebeln, zuweilen auch Zahnrädern u. dgl., während die inneren Steuerungstheile oder die eigentlichen Dampfvertheilungsorgane Schieber, Hähne oder Ventile sind.

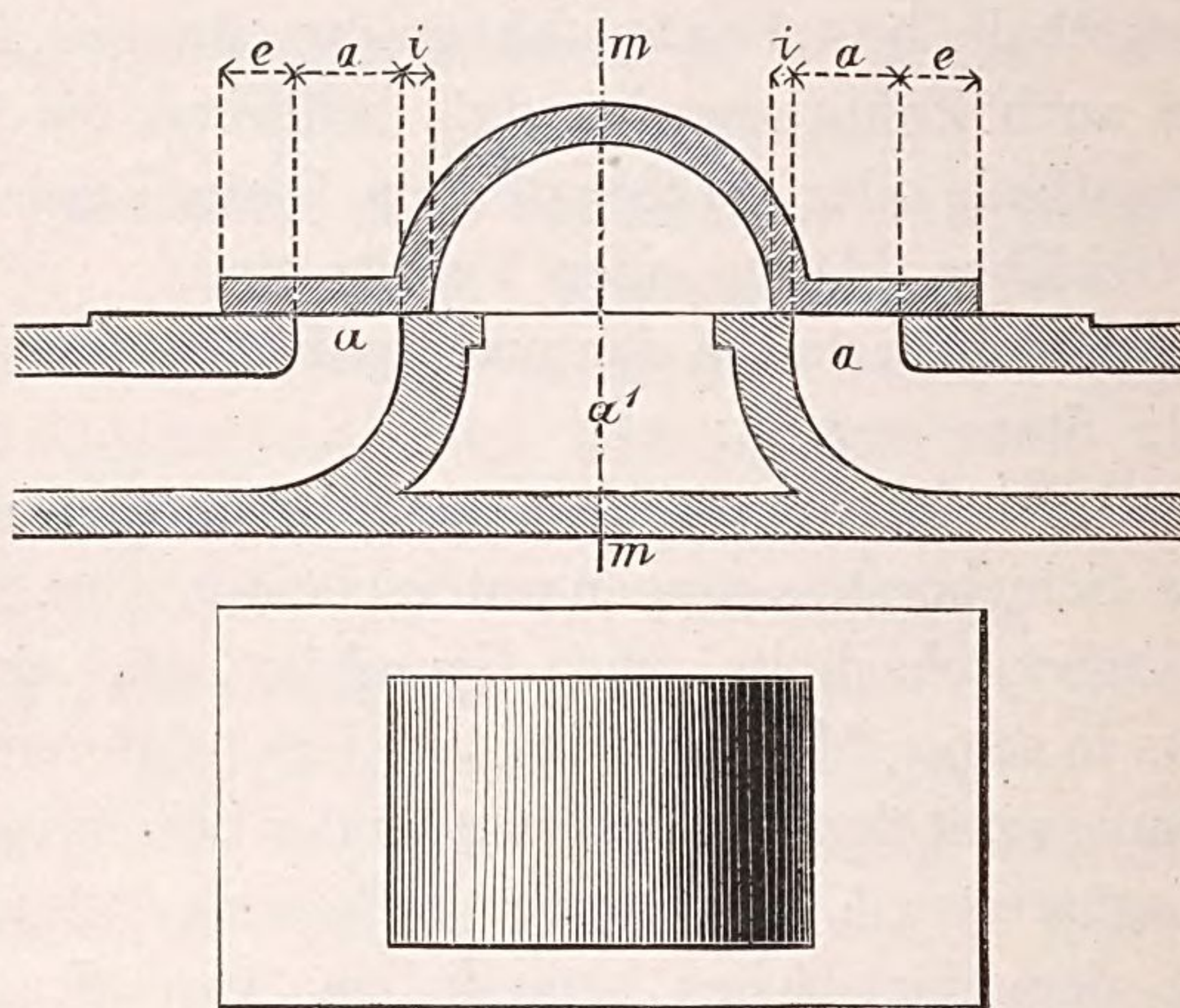
Die einfachste und in den meisten Fällen auch zweckmässigste Steuerung ist:

Die Schiebersteuerung, wobei man einfache und doppelte Schiebersteuerungen unterscheidet. Fig. 88 zeigt den Längsdurchschnitt und Grundriss des einfachen Schiebers in seiner Mittelstellung auf dem mittleren Theile des Cylinders mit den Ausmündungen der beiden nach den entgegengesetzten Cylinderenden führenden Dampfcanäle *a*, sowie dem dazwischen befindlichen Auspuffcanale *a*¹. Die ebene Fläche des Cylinders, auf welcher der Schieber gleitet, heisst der Schieberspiegel, *e* ist die äussere und *i* die innere Ueberdeckung, *m m* die Mittellinie. Der Schieber bildet, wie Fig. 88 im Grundriss darstellt, mit seiner ebenen Basis einen rechteckförmigen Rahmen, über dessen offenem Raume sich eine Wölbung befindet.

Die Bewegung des Schiebers erfolgt durch das kurbelartig wirkende Excenter, welches in der Regel aus einer kreisrunden, excentrisch auf der Kurbelwelle

der Maschine befestigten Scheibe besteht, die mit einem um ihren Umfang gelegten und um denselben drehbaren Ringe, dem Excenterbügel, versehen ist, mit welchem die an der Schieberstange angreifende Excenterstange fest verbunden ist. Ein derartiges Excenter entspricht einem grossen Kurbelzapfen, welcher den ganzen Kurbelarm umschliesst; die Länge dieses Kurbelarmes, welche

Fig. 88.



von dem Drehungsmittelpunkte (Wellenmittel) bis zum Mittelpunkte der Kreisscheibe misst, wird als die Excentricität bezeichnet. Die mit dieser Excentricität zusammenfallende gerade Linie ist als die Schieberkurbel zu betrachten und dieselbe schliesst mit der Maschinenkurbel den Voreilungswinkel ein.

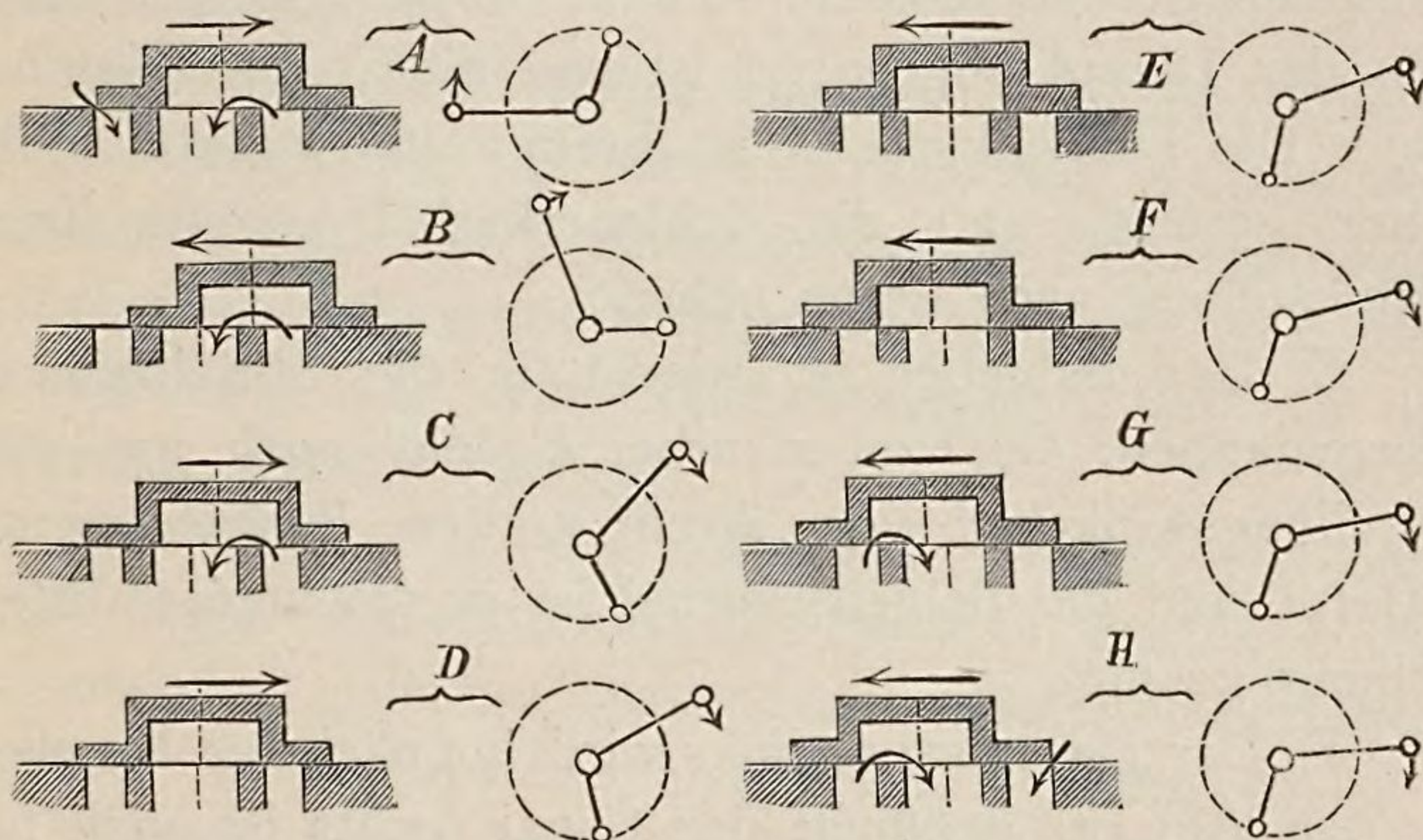
Die Wirkung des Schiebers ist von diesen vier bezeichneten Elementen abhängig: nämlich 1. von der

äusseren Ueberdeckung, 2. von der inneren Ueberdeckung, 3. von der Länge der Schieberkurbel (Excentricität) und 4. vom Voreilungswinkel.

Unter Fig. 89 sind diejenigen Stellungen der beiden Kurbeln und des Schiebers dargestellt, welche von dessen Wirkungsweise ein klares Bild geben.

A. Beginn des Dampfeintrittes am linken Cylinderende. Dampfaustritt von rechts in den Cylinder ein. Die

Fig. 89.



Kolbenkurbel k steht im todten Punkte nach rechts; die Schieberkurbel s steht um den Voreilungswinkel δ nach rechts.

B. Der Dampf tritt durch den vollständig geöffneten Canal links in den Cylinder ein und entweicht durch den vollständig offenen Canal rechts aus dem Cylinder in den zum Theil versperrten Auspuffcanal. Die Kolbenkurbel k steht um den Voreilungswinkel δ nach links von ihrer Mittelstellung; die Schieberkurbel s steht nach rechts im todten Punkte.

C. Der Dampfcanal links wird für den Dampfzutritt oben abgesperrt, so dass im Cylinder die volle Expansionswirkung stattfinden kann. Der Dampf entweicht rechts durch den schon wieder theilweise geschlossenen Canal. Die Kolbenkurbel k nähert sich dem rechts befindlichen todten Punkte; die Schieberkurbel s nähert sich ihrer Mittelstellung nach unten.

D. Der Dampfcanal links ist noch immer für die Expansion gesperrt; der Canal rechts wird oben für den Dampfaustritt geschlossen, so dass vor dem Kolben ebenfalls der Dampf abgesperrt ist und die Compression beginnt. Die Kolbenkurbel k ist ihrem todten Punkte rechts näher gerückt und die Schieberkurbel kommt ihrer Mittelstellung nach unten näher.

E. Der Schieber ist wieder in die Mittelstellung übergegangen; die Kolbenkurbel k steht noch um den Voreilungswinkel δ von ihrem todten Punkte rechts entfernt und die Schieberkurbel ist in die untere Mittelstellung gelangt.

F. Der Dampfcanal links wird im nächsten Moment für den Austritt geöffnet; der Canal rechts ist noch für die Fortdauer der Compression geschlossen. Die Kolbenkurbel k nähert sich ihrem todten Punkte rechts; die Schieberkurbel s hat sich nach links um ein wenig aus ihrer unteren Mittelstellung entfernt.

G. Der Canal links ist für den Austritt geöffnet; der Canal rechts soll eben für den Dampfeintritt geöffnet werden, und hat somit die Compression ihr Maximum erreicht. Die Kolbenkurbel k ist ihrem todten Punkte rechts immer näher gerückt und die Schieberkurbel s hat sich etwas weiter aus ihrer unteren Mittelstellung entfernt.

H. Der Canal rechts ist soeben für den Dampfeintritt um etwas geöffnet worden; links findet noch Dampfaustritt statt. Die Kolbenkurbel k befindet sich im todten Punkte rechts und die Schieberkurbel s hat sich um den Voreilungswinkel δ aus ihrer unteren Mittelstellung entfernt. Es ist diese Stellung der Kurbeln und des Schiebers genau die entgegengesetzte der zuerst betrachteten Stellung unter *A*, und ist der weitere Verlauf der Schieberbewegungen nunmehr leicht aus den gegebenen Figuren abzuleiten.

Man kann die Wirkungsweise einer Schiebersteuerung behufs Bestimmung der einzelnen Elemente aus gewissen Annahmen auch auf graphischem Wege darstellen. Eine derartige Darstellungsmethode rührt von Zeuner her, und es begründet sich sein Constructionsverfahren auf die folgenden Voraussetzungen:

Bezeichnet für den Moment, wo die Kolbenkurbel einen Winkel φ mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet, ρ die Entfernung eines bestimmten Schieberpunktes von der Mittelstellung dieses Punktes, so ist eine Function von φ , deren Form durch den geometrischen Zusammenhang aller Theile des Bewegungsmechanismus bestimmt wird. Aus dem Zusammenhange dieser Theile folgt aber:

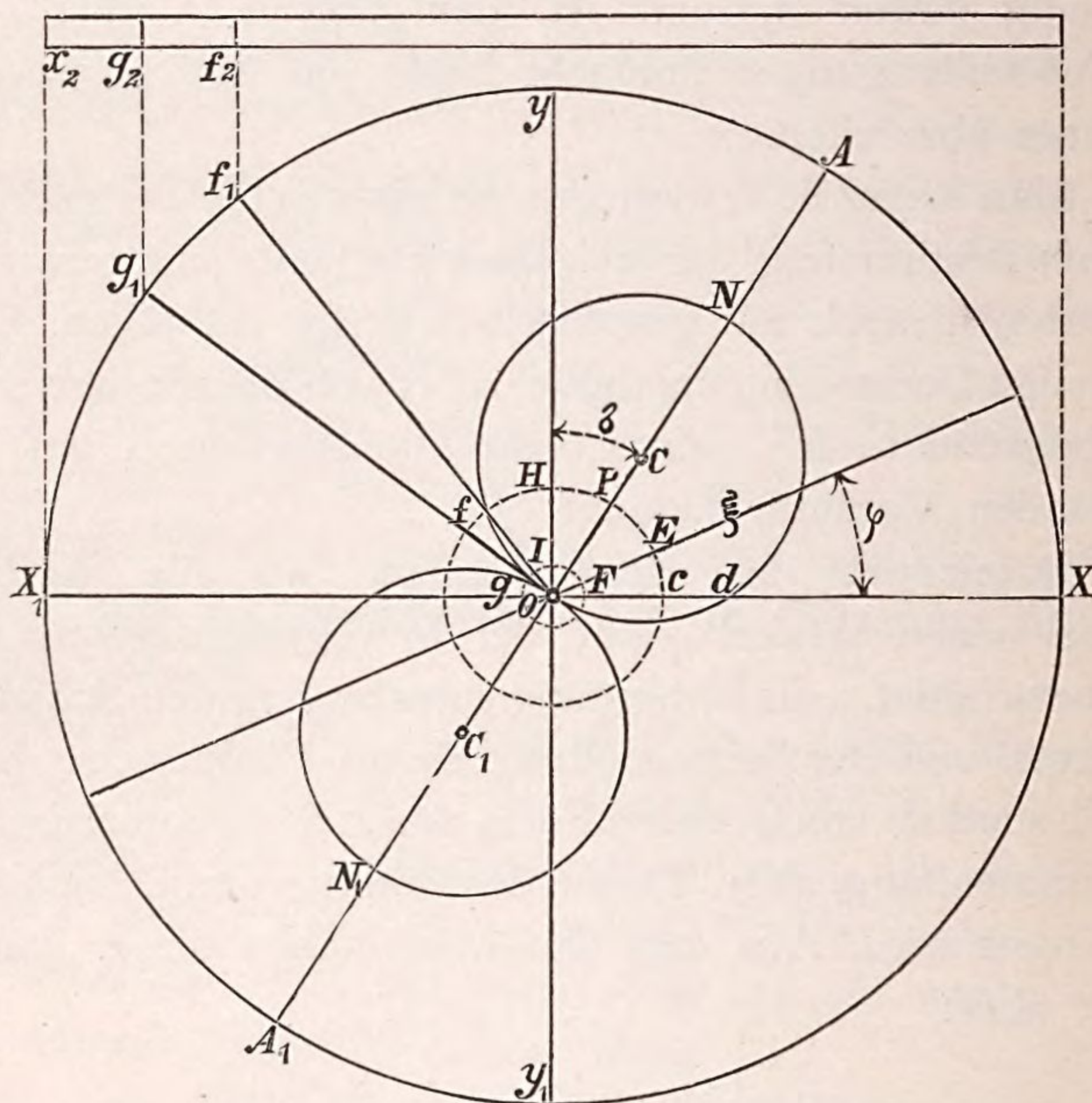
$$= A \sin. k \varphi + B \sin. k \varphi$$

und dieser Gleichung entspricht ein Kreis, wobei der Pol des Coordinatensystems in einem Peripheriepunkte liegt und die Axen die Peripherie schneiden. Das Sehnensystem eines solchen Kreises bestimmt daher das Bewegungsgesetz des Schiebers.

Ohne uns hier weiter auf die bezüglichlichen theoretischen Betrachtungen einzulassen, wollen wir blos die Regeln zur Ausführung dieser Constructionsmethode geben:

Mit einem beliebigen Radius schlage man, in Fig. 90, aus O einen Kreis, den sogenannten Kurbelkreis, und

Fig. 90.



ziehe durch O die Linie $A A_1$, welche mit dem senkrechten Durchmesser $Y Y$ den Voreilungswinkel δ bildet, welchen man zwischen 20° und 30° wählen kann, und zwar wählt man für grosse Kolbengeschwindigkeiten einen kleineren Voreilungswinkel, als wie für kleinere Kolben-

geschwindigkeiten. Aus O werden die Strecken ON und ON^1 abgetragen, welche gleich dem Schieberwege, d. i. gleich der doppelten Excentricität oder der doppelten Schieberkurbellänge sind. Die Strecken werden in C und C_1 halbiert und aus diesen Punkten mit der Excentricität als Halbmesser die sogenannten Schieberkreise geschlagen, wobei man die Excentricität etwa gleich $1,1$ der Canalweite a , d. i. 50 bis 80 Mm. annimmt. Ferner schlägt man aus O die folgenden Kreise: I. mit der inneren Ueberdeckung $I = \frac{r}{12}$ bis $\frac{r}{10}$; II. mit der äusseren Ueberdeckung $e = \frac{r}{4}$ bis $\frac{2r}{5}$; III. mit $i + a$, und IV. mit $e + a$ als Radius.

Zieht man nun in den oberen oder unteren Kreis, von denen der eine für den Hergang, der andere für den Hingang des Schiebers gilt, irgend eine Sehne OI , so drückt deren Länge (in gleichen Masseinheiten wie OC) die Abweichung ξ des Schiebers von der mittleren Stellung aus, wenn die Kolbenkurbel einen Winkel $IOx = \varphi$ mit der Todtpunktstellung xx bildet. Die Grösse ξ wird als Schieberabweichung bezeichnet. IE ist demnach die Weite einer Dampfeinströmungs-Oeffnung, wenn die Kolbenkurbel sich um den Winkel φ aus der Todtpunktlage gedreht hat. Zieht man von der Schieberabweichung die innere Ueberdeckung ab, so erhält man die Weite der entsprechenden Dampfausströmungs-Oeffnung IF . Für $\varphi = 0$, d. i. für den Anfang des Kolbenschubes ist demnach cd die Weite der Einströmungsöffnung. Die Einströmungsöffnung ist am grössten für $\varphi = NOx$ und gleich NP . Im Moment des Beginnes

der Expansion ist die Weite der Einströmungsöffnung gleich Null. Die Expansion beginnt demnach, wenn die Kurbel sich in der Stellung Od befindet und also der Kolben im Punkt d_2 steht. Die Compression beginnt, wenn der Austritt aufhört und demnach die Kurbelrichtung durch den Durchschnittspunkt g des Kreises I mit dem Schieberkreise hindurchgeht und die Stellung Ogg_1 einnimmt, wobei der Kolben sich im Punkte e_2 befindet. Der Gegendruck beginnt, wenn der frische Dampf dem Kolben entgegendrückt, d. h. wenn die Kurbel in die Lage Ogg_1 und der Kolben nach g_2 gekommen ist. Der Kolbenshub ist zu Ende, wenn die Kurbel nach Ox_1 und also der Kolben nach x_2 gelangt ist.

Die Sehnen im Kreise V_1 geben dieselben Phasen der Schieberbewegung für den Kolbenrückgang an.

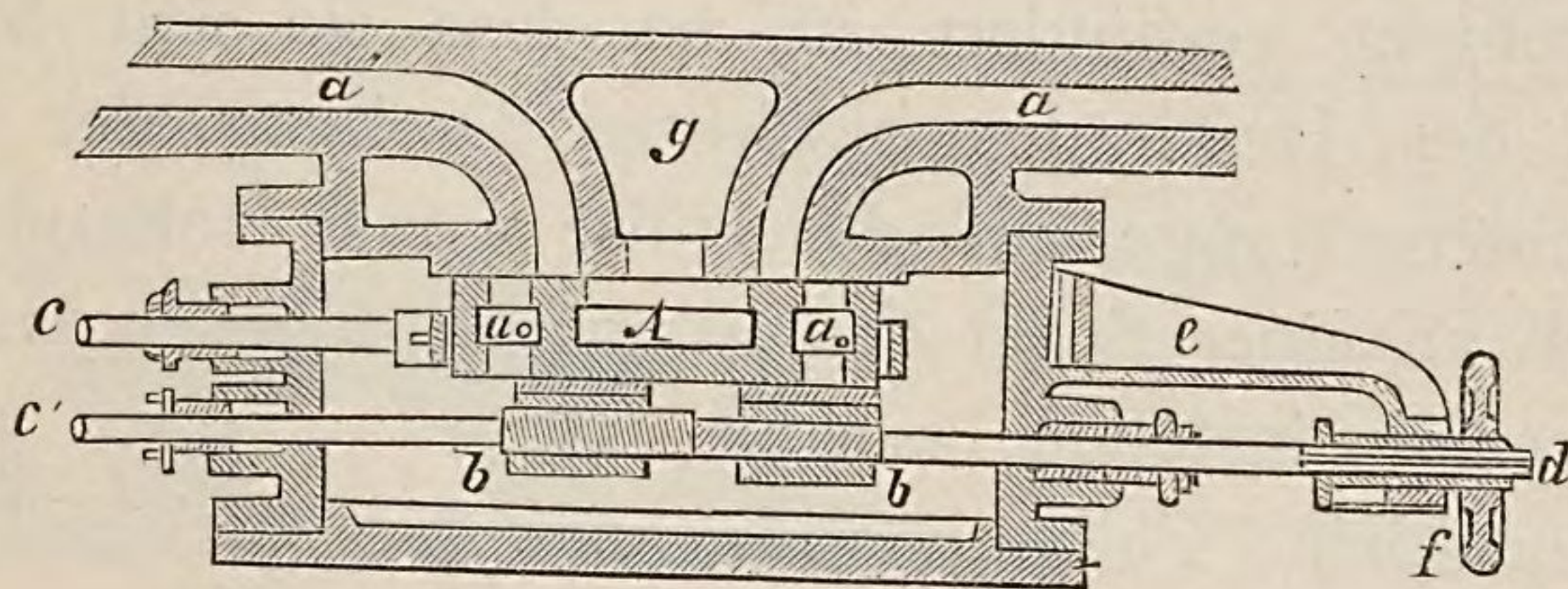
Bei der einfachen Schiebersteuerung nimmt mit der Vergrößerung der Expansion auch die Vergrößerung der Compression zu, so dass hierdurch in der Ausnutzung der Compression bald eine Grenze gesetzt ist. Um eine stärkere Expansion zur Anwendung zu bringen, muss man zur Doppelschiebersteuerung greifen, wenn man überhaupt Excenterbewegung für die Schiebersteuerung beibehalten und auch nicht zu einer anderen Steuerung greifen will.

Unter den Doppelschiebersteuerungen steht die Meyer-Steuerung wegen ihrer vorzüglichen Wirkungsweise obenan. Dieselbe wird in verschiedenen Modificationen ausgeführt.

Die gewöhnliche ältere Meyer-Steuerung besteht aus einem mit zwei Dampfeintrittscanälen a_1 versehenen plattenförmigen, in der Mitte für den Dampfaustritt aus-

gehöhlten Schieber, auf dessen Rücken zwei Schieberplatten für die Herstellung der Expansion liegen. Durch die grössere oder geringere Entfernung dieser Platten von einander kann der Expansionsgrad innerhalb weiter Grenzen beliebig verändert werden. Zur Einstellung der beiden Expansionsschieberplatten wird gewöhnlich eine Schraubenspindel benutzt, die auf die halbe Länge mit Rechtsgewinde und auf die andere halbe Länge mit Linksgewinde versehen ist und in Muttergewinde eingreift, die mit den Expansionsschieberplatten verbunden sind.

Fig. 91.



Eine derartige Steuerung mit durch Hand verstellbarer Expansion zeigt Fig. 91. aa sind die beiden Dampfcanäle des Cylinders, a_0 ist der Auspuffcanal. A ist der Haupt- oder Vertheilungsschieber mit den Dampfcanälen $a_1 a_1$. Auf dem Rücken dieses Schiebers liegen die beiden Expansionsschieberplatten $b b$, von denen jede mit einer Mutter verbunden ist, durch welche die zum Theil mit rechtsgängigem, zum Theil mit linksgängigem Gewinde versehene Expansionsschieberstange c^1 hindurchgeht, während c die Stange des Hauptschiebers ist. Jede dieser Schieberstangen ist mit einem besonderen Excenter verbunden. Die Expansionsschieberspindel ist nach der an-

deren Seite hin durch den Schieberkasten hindurch verlängert und in einen Arm e eingelagert. Am vorstehenden Ende d ist sie mit einem Handrade versehen, mittels welches sich die Stange drehen lässt. Damit die Drehung der Spindel möglich ist, muss dieselbe mit ihrer Excenterstange durch einen Kranzkopf verbunden sein. Die Einlagerung der Spindel bei d ist in der Weise ausgeführt, dass auf das vierkantige Spindelende eine Hülse gesteckt ist, welche drehbar, aber nicht verschiebbar im Arme e sitzt; der nach dem Schieberkasten zugekehrte Theil dieser Hülse ist mit Gewinde versehen und eine Mutter f ist darauf geschraubt, welche durch eine Führung an der Drehung verhindert ist, so dass sie sich bei der mittels des Handrades bewirkten Drehung der Hülse und Schieberstange auf der Hülse weiter schraubt und dadurch an einer Scala den Füllungs- oder Expansionsgrad genau einstellen lässt.

Für kleine Füllungsgrade, d. i. für starkes Expansionsverhältniss schliesst die Meyer'sche Steuerung sehr präcis ab; dagegen erfolgt bei mittleren Füllungen der Dampfabschluss langsam, so dass der in den Cylinder eintretende Dampf eine starke Drosselung erleidet, wodurch dessen Spannung schon beim Eintritt bedeutend abgeschwächt wird, indem die bereits früher erwähnte gemischte Expansion stattfindet. Für grössere Füllungen als $0,5$ ist daher die gewöhnliche Meyer'sche Steuerung nicht mehr gut anwendbar, weil sie den Dampf zu stark drosselt. Jedoch kann man durch geschickte Wahl der Verhältnisse diese Steuerung auch für höhere Füllungsgrade brauchbar machen. Nach Hrabák soll man für Füllungen bis $0,75$ folgende Verhältnisse wählen: Voreilungswinkel δ

des Hauptschieberexcenters $= 20^\circ$, die äussere Ueberdeckung des Hauptschiebers $= \frac{r}{4}$, wenn man mit r die Excentricität des Hauptschieberexcenters bezeichnet; der Voreilungswinkel δ des Expansionsschieber-Excenters δ_1 soll $= 90^\circ$ und dessen Excentricität $r_1 = 1,25 r$ sein.

Zeuner giebt mit Bezug auf Fig. 92 für eine Meyer-Steuerung, mit welcher alle Expansionsgrade erreichbar sein sollen, folgende Verhältnisse an: $e = 8 \text{ Mm.}$; $a = 25 \text{ Mm.}$; $a_0 = 20 \text{ Mm.}$; $\delta = 15^\circ$; $r = 40 \text{ Mm.}$; $\delta_1 = 59^\circ$; $r_1 = 48 \text{ Mm.}$; $L = 100 \text{ Mm.}$; $l = 65 \text{ Mm.}$

Fig. 92.

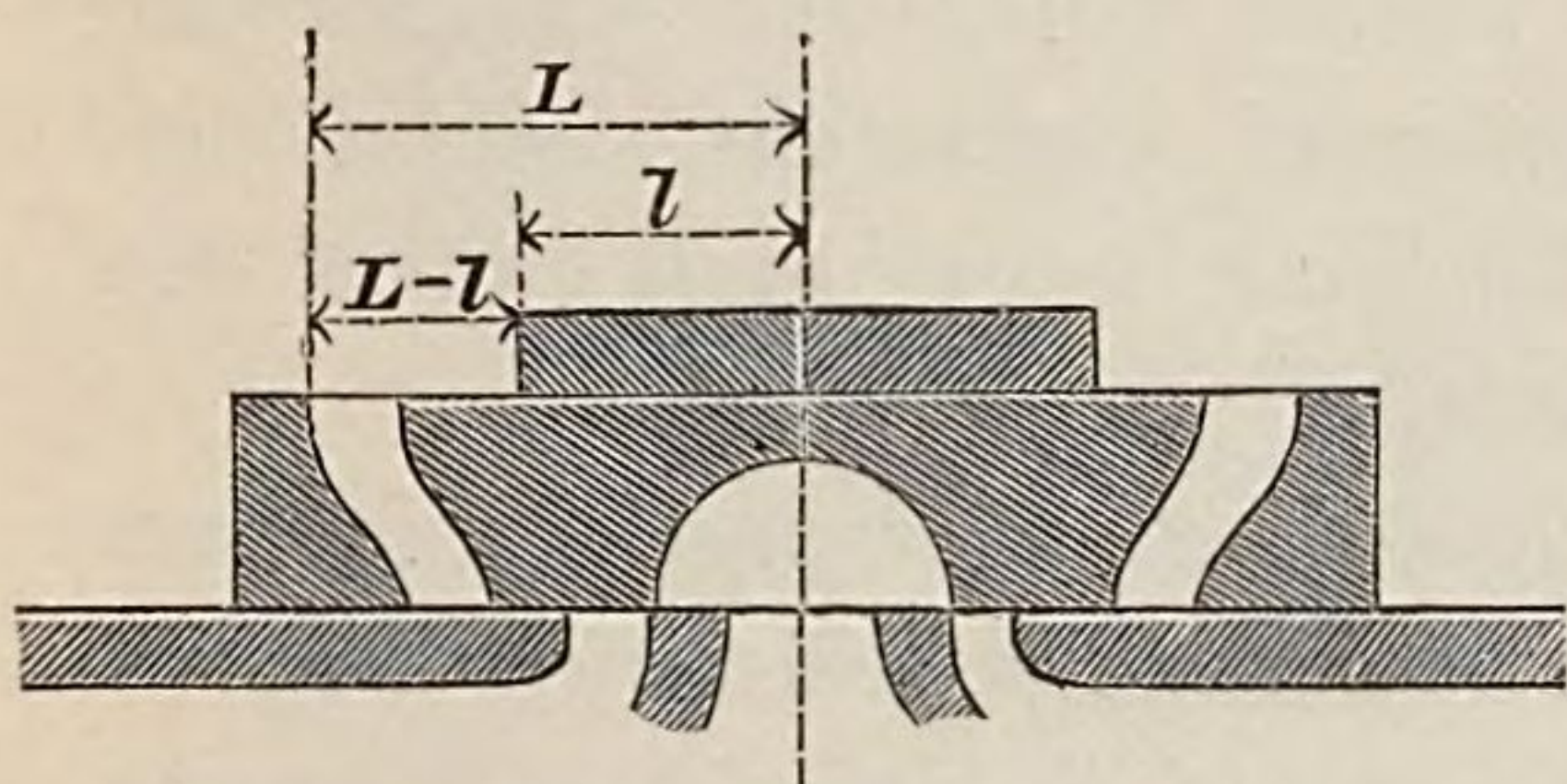
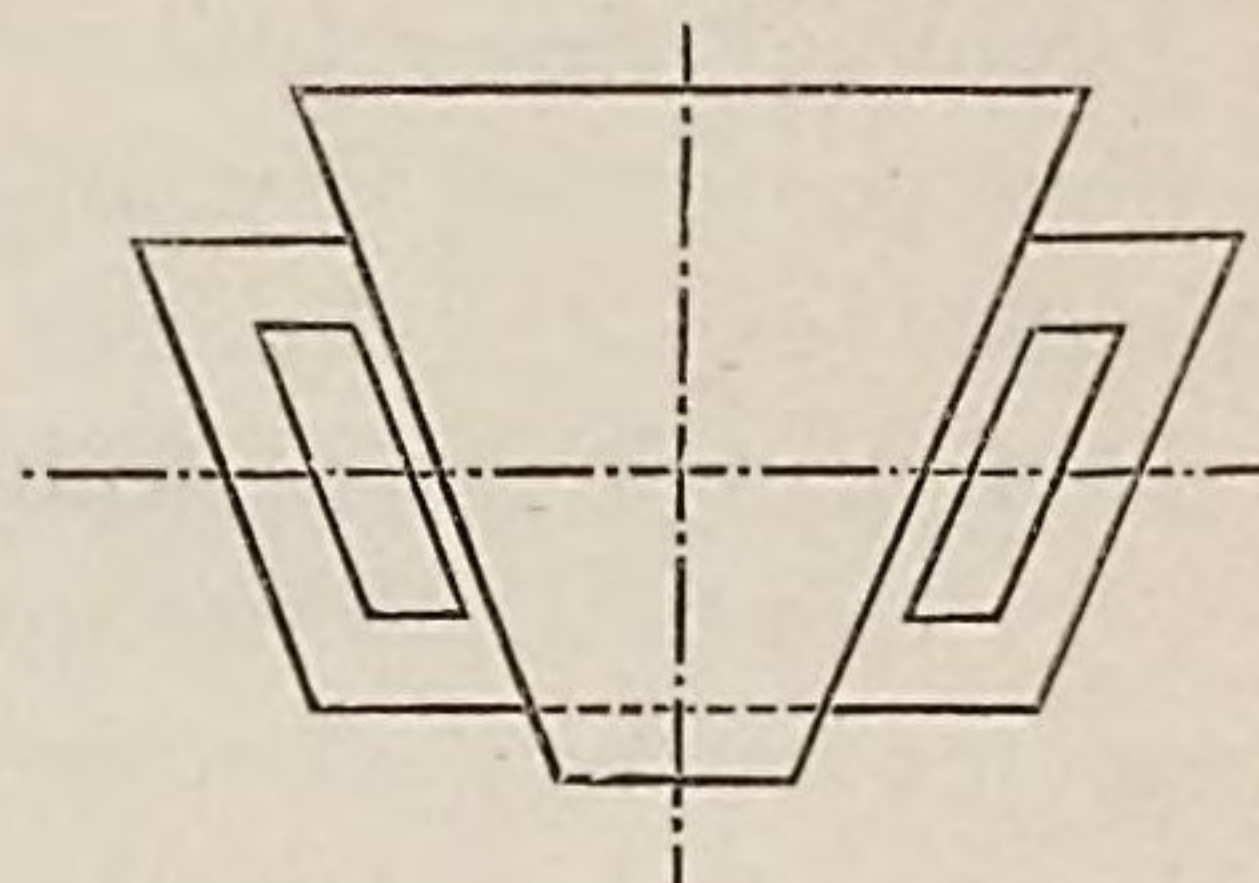


Fig. 93.



Rathsam ist es, bei der Meyer-Steuerung die Canäle des Hauptschiebers am Rücken in der Bewegungsrichtung auf mehrere dicht nebeneinander liegende schmale Schlitzte zu vertheilen, wodurch der Schub des Schiebers entsprechend reducirt und ein rasches Auf- und Zumachen der Canäle erreicht wird.

Eine sehr praktische Modification der Meyer-Steuerung ist die vom Amerikaner Rider erfundene Rider-Steuerung (Fig. 93). Bei derselben hat der Expansionsschieber eine abgestutzt dreieckige oder trapezförmige Gestalt und die Canäle des Hauptschiebers sind so angeordnet, dass sie zwar an der Unterseite wie gewöhnlich

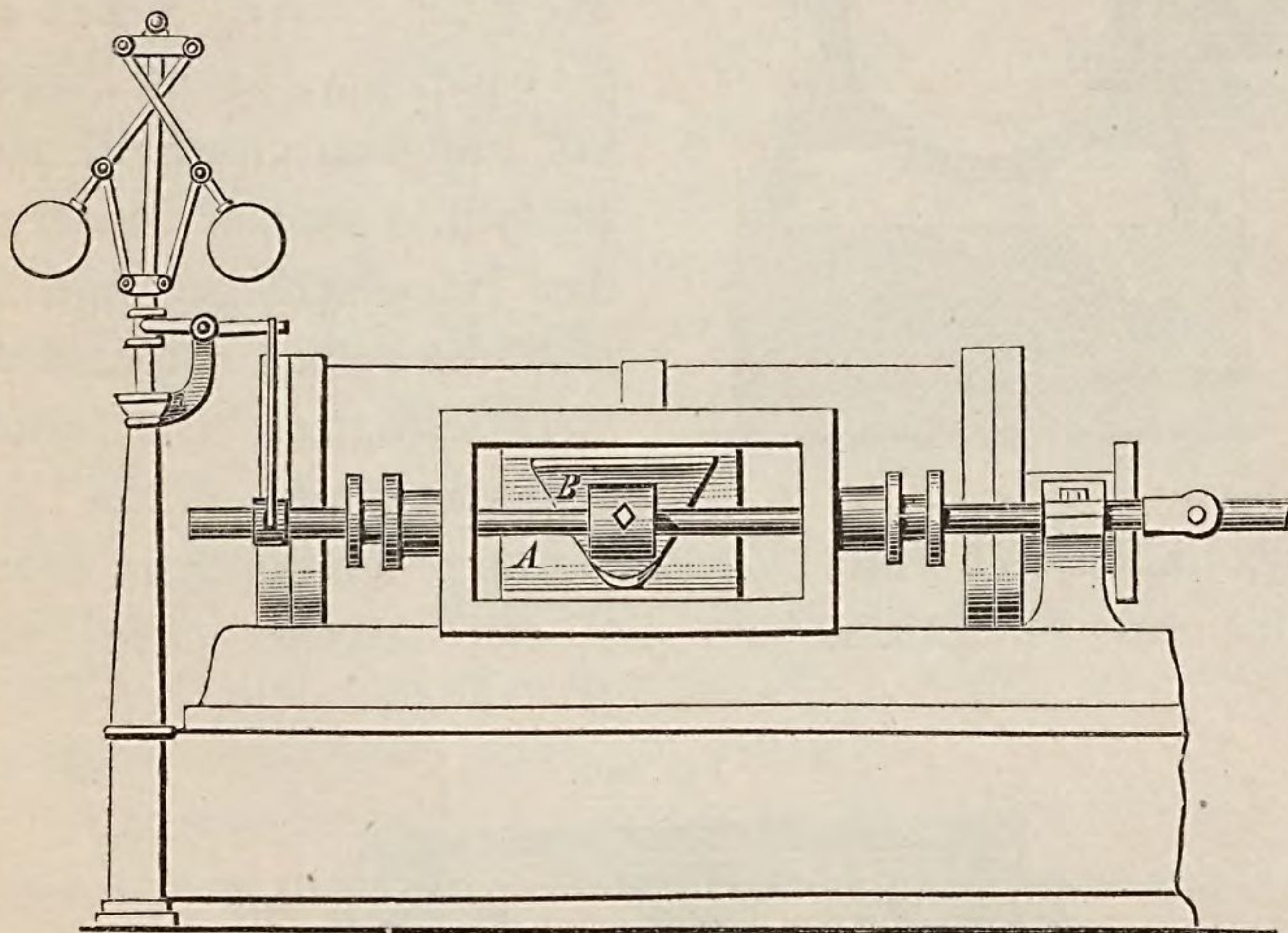
gerichtet sind, am Rücken aber entgegengesetzt schräge Richtungen annehmen, so dass sie parallel zu den schrägen Seiten des Expansionsschiebers stehen. Die Einstellung der Rider-Steuerung lässt sich bedeutend leichter mit dem Regulator bewirken, als bei der schwerfälligeren und daher auch mehr Widerstand bietenden Meyer-Steuerung. Es wurde zu dem Zwecke vom Erfinder der Rider-Steuerung der trapezförmige Expansionsschieber auf der oberen Seite mit einer querliegenden Zahnstange versehen, in welche ein Getriebe eingriff, das auf der im Schieberkasten eingelagerten und mit dem Regulator verbundenen Spindel befestigt war. Durch die vom Regulator bewirkte Drehung dieser Spindel wurde daher der Schieber auf den passenden Expansionsgrad eingestellt, indem derselbe je nach der zur Wirkung gebrachten Breite den Dampfzutrittschanal früher oder später schloss.

Um das Zahnstangengetriebe zu ersparen, gab man später dem trapezförmigen Schieber eine kreisrund gebogene Form, so dass derselbe direct auf die Spindel aufgesteckt werden und an deren Drehung Theil nehmen konnte. Selbstverständlich musste hierbei auch der Rücken des Vertheilungsschiebers in ähnlicher Weise ausgehöhlt sein, um den Expansionsschieber aufzunehmen.

Fig. 94 und 95 stellen diese Anordnung der Rider-Steuerung in der Seitenansicht der Maschine mit offenem Schieberkasten und im Querschnitt dar. *A* ist der auf dem Rücken in der Längsrichtung halbcylindrisch ausgehöhlte Vertheilungsschieber und *B* der trapez- oder dreieckförmige gewölbte Expansionsschieber. Derselbe sitzt centrisch auf der drehbaren Spindel *C*, die einerseits mit der Excenterstange und andererseits mit dem Regulator verbunden ist.

Eine andere Classe der verstellbaren Expansionssteuerungen wird durch die sogenannten Daumensteuerungen gebildet, von denen die bekannteste die Farcot-Steuerung ist. Bei dieser Steuerung sind ebenfalls auf dem Rücken des mit zwei durchgehenden Canälen versehenen Hauptschiebers zwei Expansionsschieberplatten

Fig. 94.

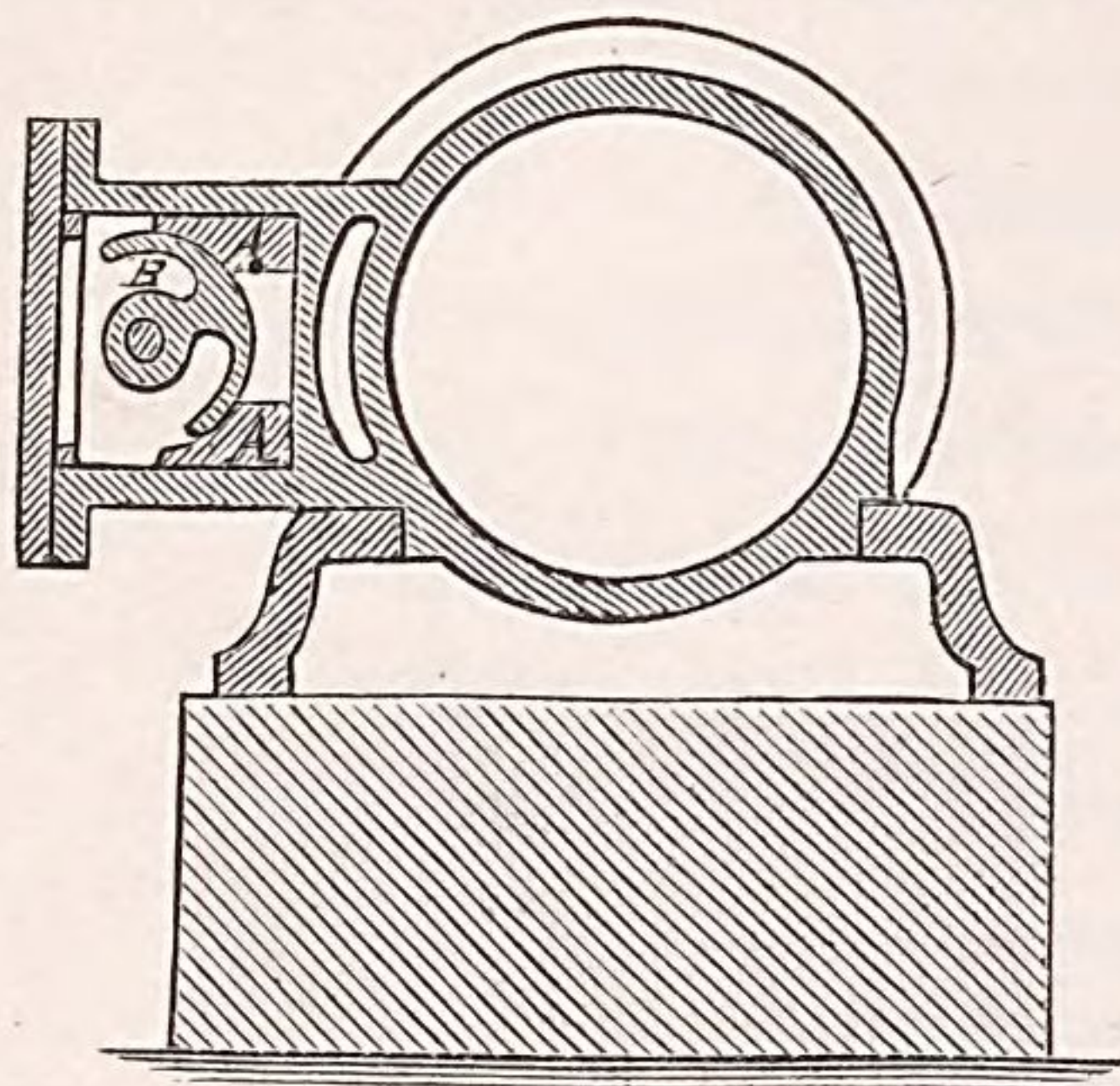


angebracht, jedoch ist nur der Hauptschieber mit einem Excenter verbunden, während die Expansionsschieberplatten frei auf seinem Rücken liegen und sich mit ihm bewegen, so lange sie nicht durch besondere Vorrichtungen an dieser Bewegung gehindert werden. Diese Verhinderung wird in der Mitte durch eine hebedaumenartig geformte, wagrecht drehbare Scheibe und an den beiden Enden durch Vorsprünge am Schieberkasten bewirkt.

Je nach der Drehung der Daumenscheibe erfolgt der Schluss der Dampfcanäle durch die Expansionsschieberplatten früher oder später, so dass dadurch ein höherer oder niederer Expansionsgrad zur Wirkung kommt. Bei

schnellem Gange wirkt diese Steuerung durch Schlagen unangenehm.

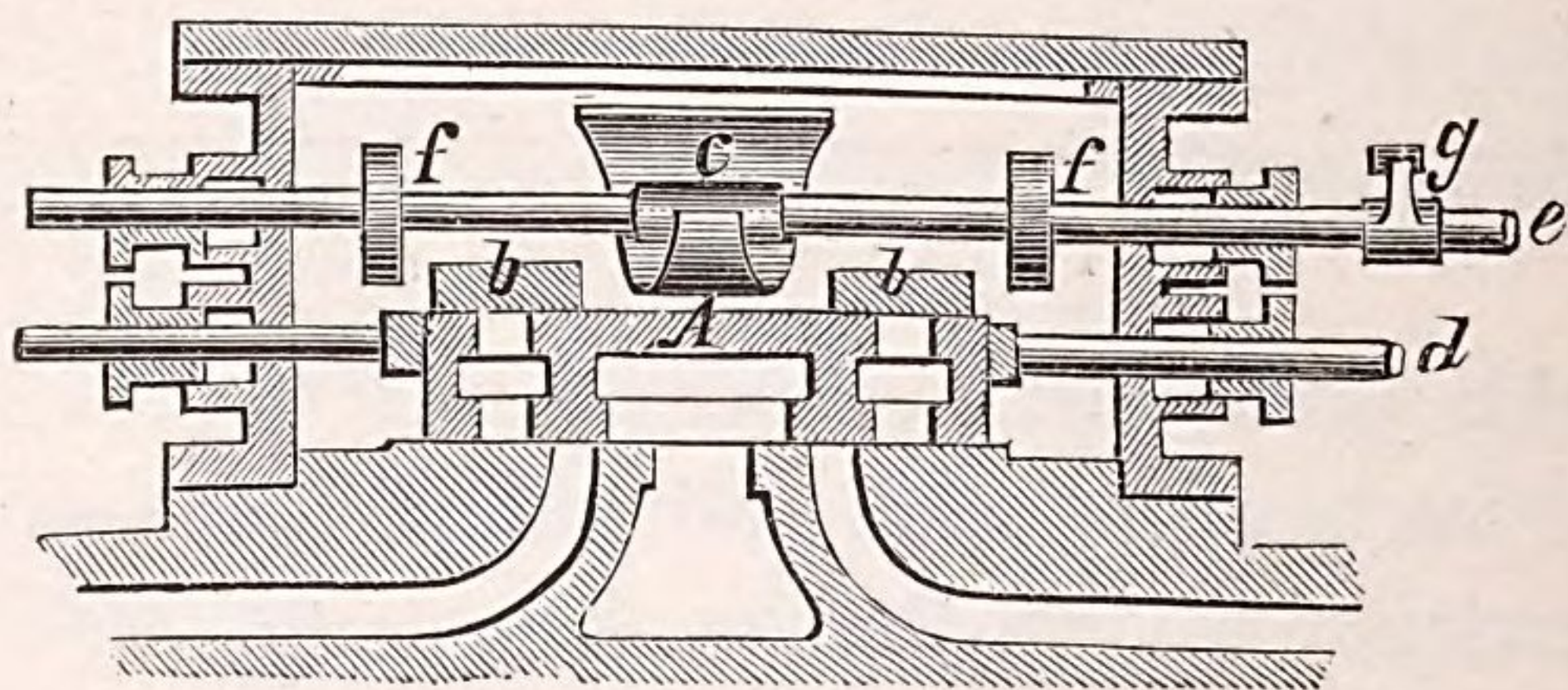
Fig. 95.



Eine Combination der Meyer- und Farcot-Steuerung ist in Fig. 96 im Längsdurchschnitt dargestellt. *A* ist hier wiederum der Hauptschieber und *bb* sind die beiden Expansionsschieberplatten. Die Hauptschieberstange *d* ist wie

gewöhnlich mit einer Excenterstange verbunden. Oberhalb des Hauptschiebers ist eine zweite dreh- und

Fig. 96.



verschiebbare Stange *e* im Schieberkasten angebracht, welche gleichfalls mit einer Excenterstange in Verbindung steht. Auf dieser Stange *e* sitzt in der Mitte der nach beiden Seiten mit spiralartig verlaufenden Kanten ver-

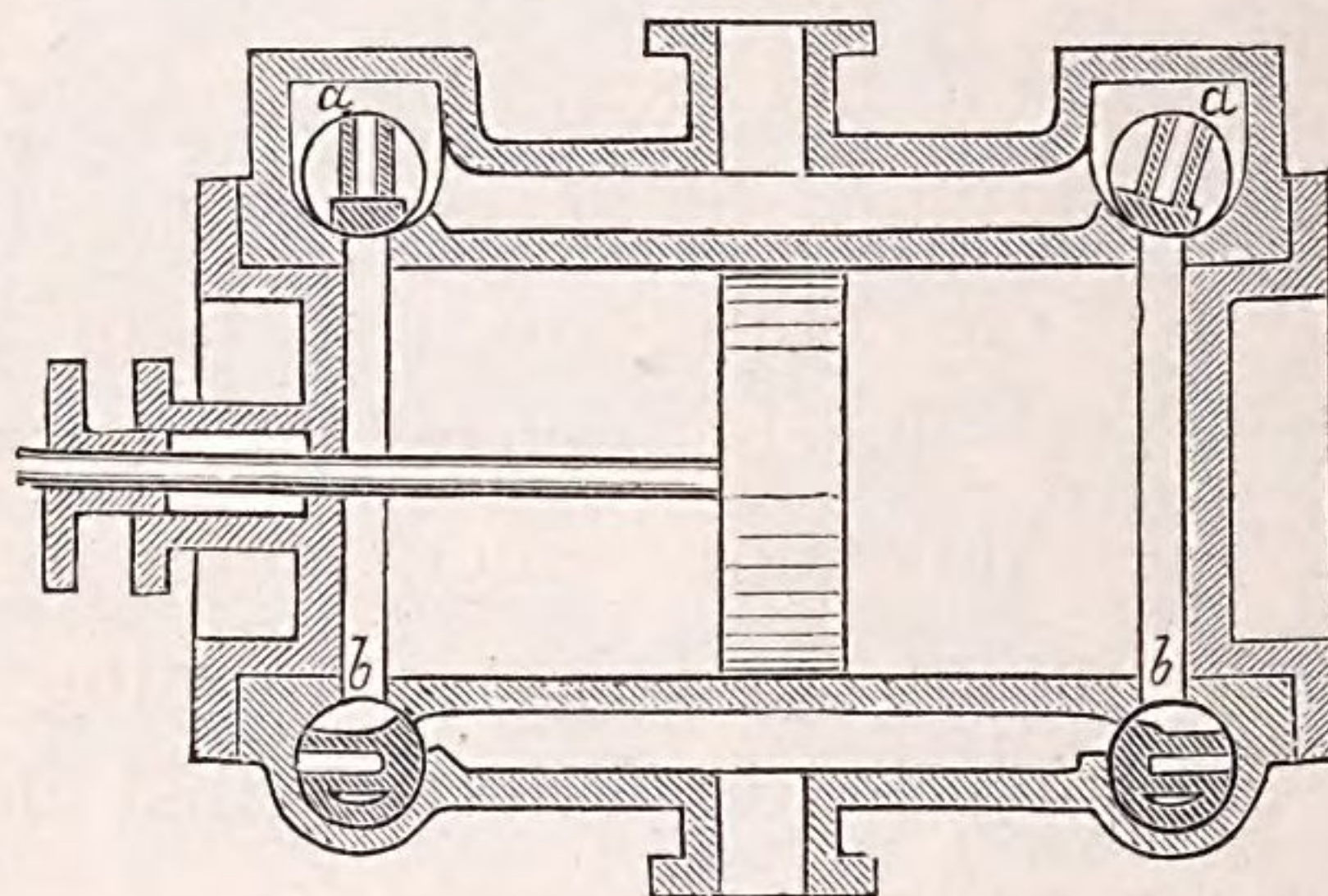
sehene Daumen C und ferner sind beiderseits auf dieser Stange die als Bundringe angeordneten Anschläge ff angebracht. Bei ihrem Hin- und Hergange durch die Excenterbewegung wirkt die Stange e abwechselnd durch den Daumen C und die Anschläge f gegen die emporstehenden Nasen der Expansionsschieberplatten bb und zwingt diese, ebenfalls an der Bewegung des Expansions-excenters Theil zu nehmen, während diese Platten, so lange sie nicht in dieser Weise auf dem Rücken des Hauptschiebers verschoben und zum Oeffnen oder Schliessen der Dampfcanäle gezwungen werden, zwar an der Bewegung des Hauptschiebers infolge ihres Reibungswiderstandes Theil nehmen, aber relativ zu dem Hauptschieber ihre Stellung nicht verändern. Durch die kleine Kurbel g ist die Stange d mit dem Regulator verbunden und wird durch denselben entsprechend gedreht, sobald die Maschine einen schnelleren oder langsameren Gang annimmt. Diese Steuerung ist leicht verstellbar und hat sich in der Praxis selbst bei rascher laufenden Maschinen sehr gut bewährt.

Als eine besondere Classe von Steuerungen sind in neuerer Zeit die sogenannten Präcisionssteuerungen aufgetreten. Bei der Construction derselben wurde in der Hauptsache der Zweck verfolgt, den Beginn der Expansion durch raschen Schluss der Dampfvertheilungsorgane im geeigneten Momente scharf zu markiren und den Expansionsgrad genau nach der variablen Belastung der Maschine selbstthätig zu regeln, sowie überhaupt für eine dem jeweiligen Bedürfniss entsprechende exacte Dampfvertheilung zu sorgen. Eine allen Präcisionssteuerungen gemeinsame Eigenschaft liegt also darin,

dass die Einströmungscanäle allmählich geöffnet, aber plötzlich geschlossen werden, und dass die Aenderung des Expansionsgrades der Arbeitsstärke entsprechend selbstthätig vom Regulator ausgeführt wird.

Als erste und daher auch älteste Präcisionssteuerung ist die Corliss-Steuerung zu nennen, welche zu ihrer Zeit grosses Aufsehen erregte und auch als sehr sinnreich angeordnet bezeichnet werden muss, aber ihrer raschen Abnutzung wegen gegenwärtig nur noch ausnahmsweise ausgeführt wird.

Fig. 97.



Am Cylinder der Corlissmaschine, welche in der Form ihres Gestelles und der Anordnung ihrer einzelnen Theile einen neuen Typus von Dampfmaschinen hervorrief, sind an jedem Cylinderende zwei einander gegenüberliegende hahnartige Drehschieber angebracht.

Fig. 97 stellt den Längsdurchschnitt eines Cylinders mit Corliss-Drehschiebern dar, woraus ersichtlich ist, dass die Dampfcanäle sehr kurz sind und folglich der bezügliche schädliche Raum sehr klein ausfällt, was für die ökonomische Dampfausnutzung, besonders bei höheren Expansionsgraden, von wesentlichem Vortheil ist. Die

oberen Hähne aa dienen für den Eintritt, die unteren bb für den Austritt des Dampfes. Da es besonders bei den Austrittscanälen auf möglichste Verminderung des schädlichen Raumes ankommt, so sind die Drehschieber bb mit Rücksicht darauf construiert, während bei den Eintrittshähnen aa die Einrichtung derartig getroffen ist, dass die Abschlussfläche vom Dampfdrucke dicht gehalten wird.

Fig. 98.

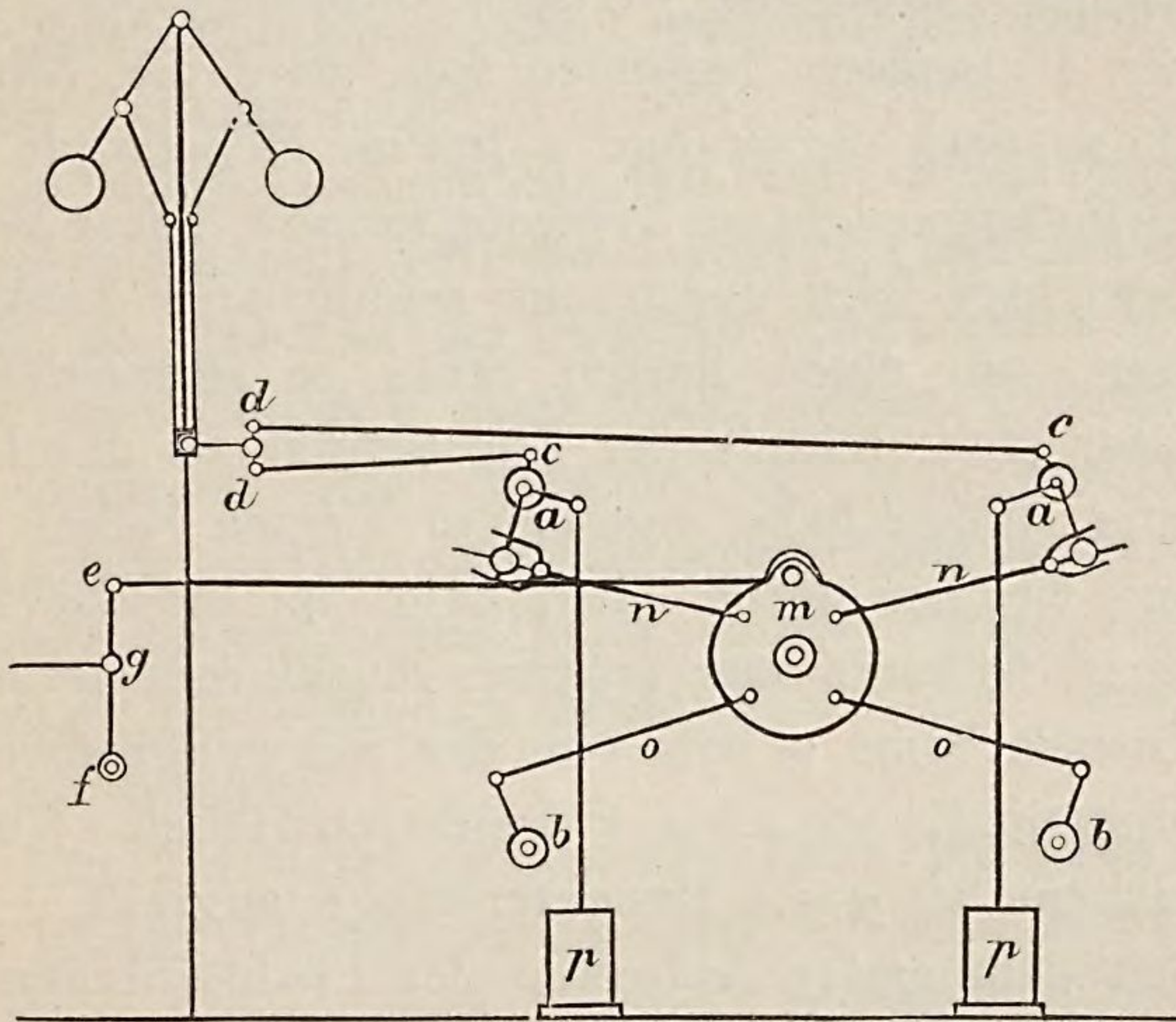


Fig. 98 stellt schematisch die Einrichtung einer Corliss-Steuerung nach dem System Jorglis dar. Die vier Drehschieber $aa\ bb$ werden von der Kurbelscheibe m aus, beziehentlich mittels der Stangen nn und oo bewegt, und zwar sind die Eintrittsschieber aa mit dieser Scheibe lösbar, die Austrittsschieber bb fest verkuppelt. Die Eintrittsschieber müssen im Momente des Absperrens von dem Bewegungsmechanismus losgelassen und durch

die Wirkung der Puffergewichte pp rapid geschlossen werden. Zu dem Zwecke gehen die Lenkstangen nn durch die drehbaren Köpfe der mit den Schiebern aa verbundenen Winkelhebel verschiebbar hindurch und sind mit einer ebenfalls drehbaren und federnden Gabel versehen, an welcher einerseits eine Nase sitzt, die sich in einen Vorsprung des Hebelarmes einhebt, so dass dieser der Bewegung der Kurbelscheibe m folgen muss. Im geeigneten Momente, wo der Dampf abgesperrt werden und die Expansion beginnen soll, wird die Nase ausgehakt, so dass die Stange n frei im Hebelkopfe gleitet und das Puffergewicht zur Wirkung kommt. Diese Wirkung des Gewichtes wird durch ein regulirbares Luftpolster gemildert, um einen harten Stoss zu vermeiden. Der Regulator steht mittels der Zugstangen cd durch einen doppelten Winkelhebel mit einem kleinen Hebel in Verbindung, welcher durch einen Zahn auf die Gabel wirkt und deren früheres oder späteres Ausklinken herbeiführt. Die Kurbelscheibe m wird von der Schwungradwelle der Maschine mittels eines um f drehbaren Hebels ef bewegt, an welchem bei g die Excenterstange angreift.

Seit dem ersten Auftreten der Corliss-Steuerung zu Anfang der fünfziger Jahre sind sehr zahlreiche Modificationen derselben erfunden worden, so dass zur Erleichterung der Uebersicht eine Classificirung derselben nöthig ist. Eine solche Classification ist von den Professoren Gustav Schmidt und Franz Wellner aufgestellt worden und zwar nach dem folgenden Eintheilungsgrunde:

Um nämlich die oben erwähnte Eigenthümlichkeit der Corliss-Steuerung herzustellen, ist der Mechanismus, welcher die Bewegung der Dampfeintrittsschieber bewirkt,

im Allgemeinen zweitheilig. Der eine Theil erhält seine Bewegung von der Maschine und wird als activer Mitnehmer bezeichnet; der andere Theil ist mit dem Dampfvertheilungsorgan fest verbunden und heisst passiver Mitnehmer.

Während jedes Kolbenschubes sind diese beiden Theile der Steuerung einmal miteinander verbunden, während welcher der active Mitnehmer seine Bewegung auf den passiven Mitnehmer überträgt, wodurch das Dampfeintrittsorgan geöffnet wird und der Dampf Zutritt in den Cylinder erhält.

In einem bestimmten, von dem Füllungsgrade abhängigen Moment wird die Verbindung der beiden Theile gelöst, so dass nun der freigewordene passive Mitnehmer unter dem Einflusse einer Feder, eines Gewichtes oder des Dampfes selbst, plötzlich in seine frühere Lage zurückkehrt und den Dampfeinströmungscanal verschliesst, während der active Mitnehmer seine Bewegung wirkungslos fortsetzt, bis wiederum beide Theile mit einander verkuppelt werden.

Der Zeitpunkt, in welchem die Verbindung zwischen den beiden Theilen gelöst wird, ist vom Regulator abhängig und mit dessen Stellung veränderlich.

Die Art und Weise, wie diese Veränderung des Füllungsgrades vom Regulator bewerkstelligt wird, ist der oben erwähnte Eintheilungsgrund bei der Eintheilung der Corliss- oder sogenannten Präcisionssteuerungen angenommen worden.

Diese Veränderung kann nun in vierfacher Weise erfolgen, woraus also die vier folgenden Classen der Corliss- oder Präcisionssteuerungen sich ergeben:

1. Der active Mitnehmer wird durch die Vermittelung des Regulators ausgelöst.

2. Der passive Mitnehmer wird durch den Regulator verstellt.

3. Der passive Mitnehmer wird durch den Regulator ausgelöst.

4. Der active Mitnehmer wird durch den Regulator verstellt.

Die Mehrzahl der bekannten Präcisionssteuerungen ist der ersten oder zweiten Classe beizuzählen.

Ohne uns hier auf eine specielle Beschreibung der verschiedenartigen Anordnungen der Corliss-Steuerung einzulassen, was für unseren Zweck zu weit führen würde, fügen wir nur noch einige allgemeine Bemerkungen über die Einrichtung der Corlissmaschine an, wie man dieselbe bei den verschiedenen Modificationen vorfindet. In allen Fällen geht die Bewegung der vier hahnartigen Drehschieber von einem auf der Kurbelwelle der Maschine sitzenden Excenter aus, welches auf eine Kurbelscheibe wirkt, mit welcher die Schieberstangen verbunden sind. Der Regulator wirkt hierbei auf gewisse mit der Steuerung in eigenthümlicher Weise verbundene Winkelhebel, wodurch der Füllungsgrad entsprechend der Belastung der Maschine verändert wird.

Ebenfalls zu den Präcisionssteuerungen gehören die Ventilsteuerungen, welche nach dem von Corliss aufgestellten Princip ausgeführt sind, aber anstatt der hahnartigen Drehschieber Ventile haben.

Die Form dieser Ventile ist aus Fig. 99 und 100 ersichtlich, welche die beiden gebräuchlichsten Formen derselben im Verticaldurchschnitt zeigen.

Die Ventile bieten als Dampfvertheilungsorgane den Vortheil, dass sie bei geeigneter Construction eine geringe und leicht zu bewirkende Bewegung erfordern, indem sie schon bei wenig Hub eine grosse Oeffnungsweite für den Dampfzutritt in den Cylinder freigeben und in der Form von Doppelsitzventilen vom widerständigen Dampfdrucke entlastet sind. Bei Flachschiebern lässt sich dagegen die Entlastung zur Erleichterung ihrer Bewegung nur umständlich und schwierig herstellen, so dass man lieber ganz davon absieht. Sind die Schieber aber nicht entlastet, so erfordern dieselben unter Anwendung hohen Dampfdruckes bei grossen Maschinen zu ihrer Bewegung einen bedeutenden Kraftaufwand infolge ihres grossen Reibungswiderstandes, weshalb man in solchem Falle mit Vortheil Ventile benutzt.

Diese Steuerventile sind entweder Glockenventile (Fig. 99) oder Rohrventile (Fig. 100); die letzteren sind vorzuziehen, weil sie als Einlassventile weniger schädlichen Raum ergeben als erstere. Am besten benutzt man daher für den Einlass Rohrventile, wogegen man für den Auslass lieber Glockenventile anbringt. Die Ventile, sowie ihre Sitze werden zur Vermeidung des Rostens aus Rothguss oder Bronze hergestellt.

Da für Ventile die mit Stoss arbeitenden Präcisionssteuerungen sich weniger geeignet zeigten als die Schieber, so ging man wiederum zu den zwangsläufigen oder positiven Steuerungen über, zumal man sich überzeugte, dass mit denselben sich genau ebenso günstige Durchschnittsresultate erzielen lassen, wie mit den sehr schwierig im guten Zustande zu erhaltenden Präcisions- oder — sagen wir lieber — Schnappsteuerungen, denn,

wie gesagt, auch die zwangsläufigen oder positiven Steuerungen lassen sich so herstellen, dass sie mit grösster Präcision arbeiten.

Fig. 99.

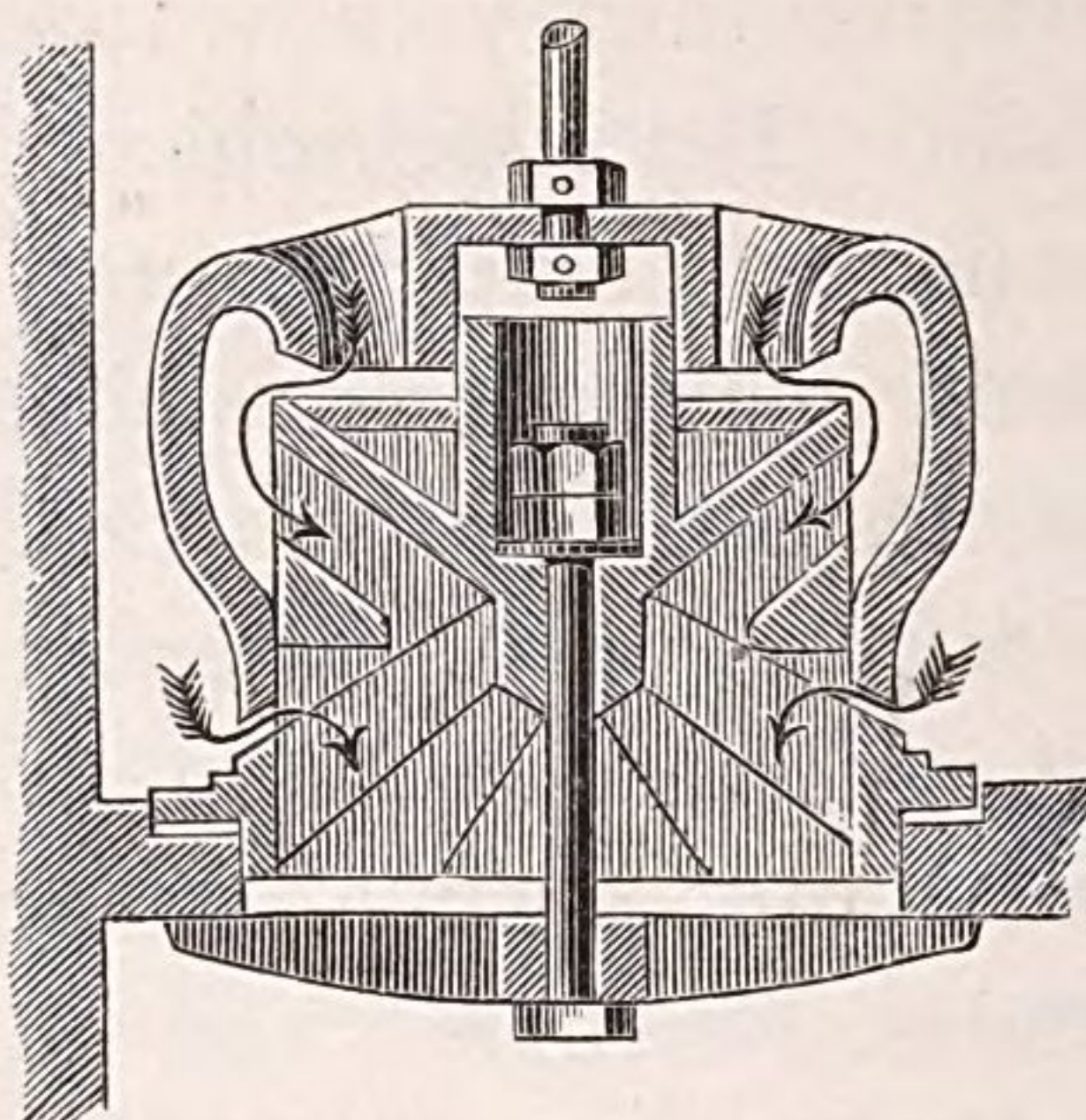
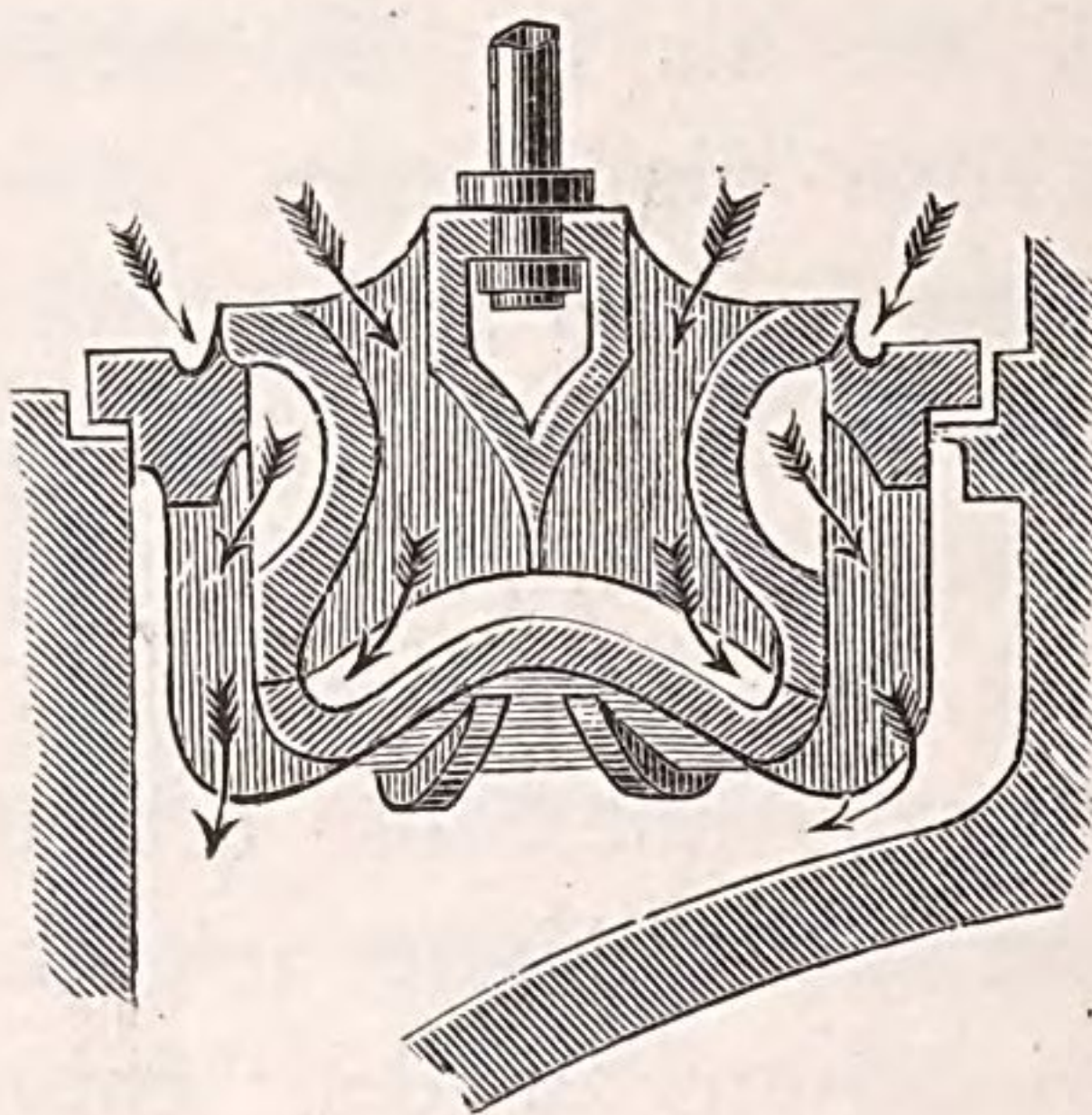
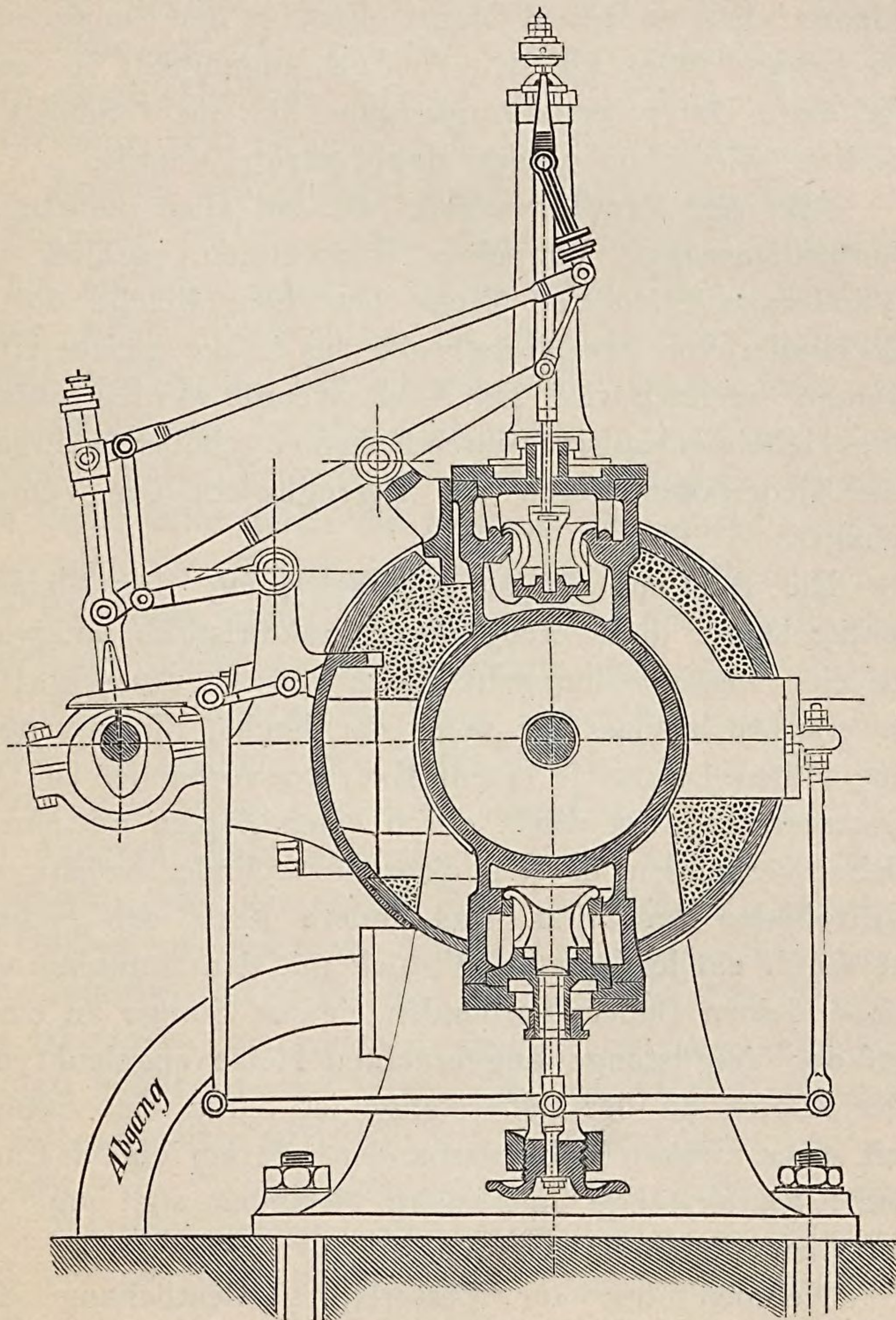


Fig. 100.



Unter den positiven Ventilsteuerungen gehört die von Collmann in Wien zu den bekanntesten und besten, weshalb wir hier zuerst auf deren Beschreibung eingehen.

Fig. 101.



Die Anordnung der Dampfvertheilungsorgane ist hier insofern ähnlich wie bei Corliss, als auch hier an jedem Cylinderende ein Organ oben für den Einlass und ein Organ unten für den Auslass angebracht ist, nur sind diese Dampfvertheilungsorgane hier nicht Schieber, sondern, wie schon gesagt, doppelsitzige Ventile.

Alle vier Ventile werden, wie bei allen derartigen Ventilsteuerungen, von einer horizontalen, parallel zur Cylinderaxe gelagerten Welle betrieben, welche durch Kegelräder von der Kurbelwelle aus in die gleiche Umdrehung versetzt wird. Die Auslassventile werden mittels eines Hebelmechanismus durch Excenter gehoben, während das Niederfallen durch das Eigengewicht der Ventile erfolgt.

Die Art und Weise der Bewegung der Einlassventile ist für diese Steuerung charakteristisch und wird auf eine äusserst sinnreiche Weise bewirkt. Aus Fig. 101 ist ersichtlich, dass für jedes der beiden Einlassventile eine Hilfswelle mit je einem Excenter vorhanden ist. Die Excenterstange ist direct durch einen Zapfen mit einem Hebel verbunden, der auf einer am Cylinder befestigten horizontalen Axe sitzt. Das andere Ende des Hebels ist durch ein leichtes Gelenkstück mit dem unteren Ende eines kleinen Buffers verbunden, dessen Stange an einer auf der Ventilstange angebrachten Hülse angelenkt ist. Der Zapfen an der Bufferstange ist durch eine Stange mit einer zweiten Hülse verbunden, die am oberen Ende der Excenterstange mit leichter Reibung sitzt und auf derselben gleiten kann.

Nehmen wir zur besseren Verdeutlichung der Wirkungsweise dieses Mechanismus zuerst an, diese

Hülse sei an der Excenterstange befestigt und das Excenter befinde sich in der Stellung, wo der Hub des Ventils beginnt. Das Excenter steht dann nahezu horizontal und ist gegen den Cylinder gekehrt, so dass der obere Theil der Stange sich in seiner Maximalentfernung vom Cylinder befindet. Die Bufferstange und der darunter befindliche Lenker, welche zusammen ein Kniegelenk bilden, stehen dann nahezu in verticaler Linie und das dieselben verbindende Gelenk wird infolge seiner Verbindung mit der Excenterstange vorwärts geschoben. Die Flansche am unteren Ende der Bufferhülse ruht auf der Bufferplatte, welche mit Leder überzogen ist. Wenn das Excenter niedergeht, so wird die Bufferplatte durch die Reibung des Hebels gehoben und somit das Ventil geöffnet. Mit dem Niedergehen des Excenters erhält auf diese Weise das Ventil eine durch die Bewegung des Excenters und seiner Stange bestimmt begrenzte Bewegung. Das Excenter selbst bewirkt die Hebung des Ventils. Bei der Drehung kommt jedoch das obere Ende der Stange dem Cylinder bei der weiteren Drehung beständig näher, und indem dies geschieht, wird das untere Ende der Bufferstange weggeschoben, wodurch das Ventil frei gelassen wird und zum Schlusse niederfällt. Der Punkt in der Umdrehung des Excenters, an welchem der Ventilschluss wirklich erfolgt, hängt von der Stellung der verschiebbaren Hülse an der Excenterstange ab. Je höher diese steht, um so grösser wird die Bewegung sein, um so mehr wird das Knie bei einer gewissen Stellung des Excenters gebogen und um so früher findet deshalb der Dampfabschluss statt.

Um den Dampfabschluss, also den Füllungs- oder Expansionsgrad automatisch zu verändern und der Kraftleistung der Maschine anzupassen, ist es nur nöthig, die verschiebbare Hülse mit dem Regulator in Verbindung zu setzen. Dies wird durch eine einfache Hebelverbindung bewirkt.

Die vollständige Wirkung des Mechanismus ist also die folgende:

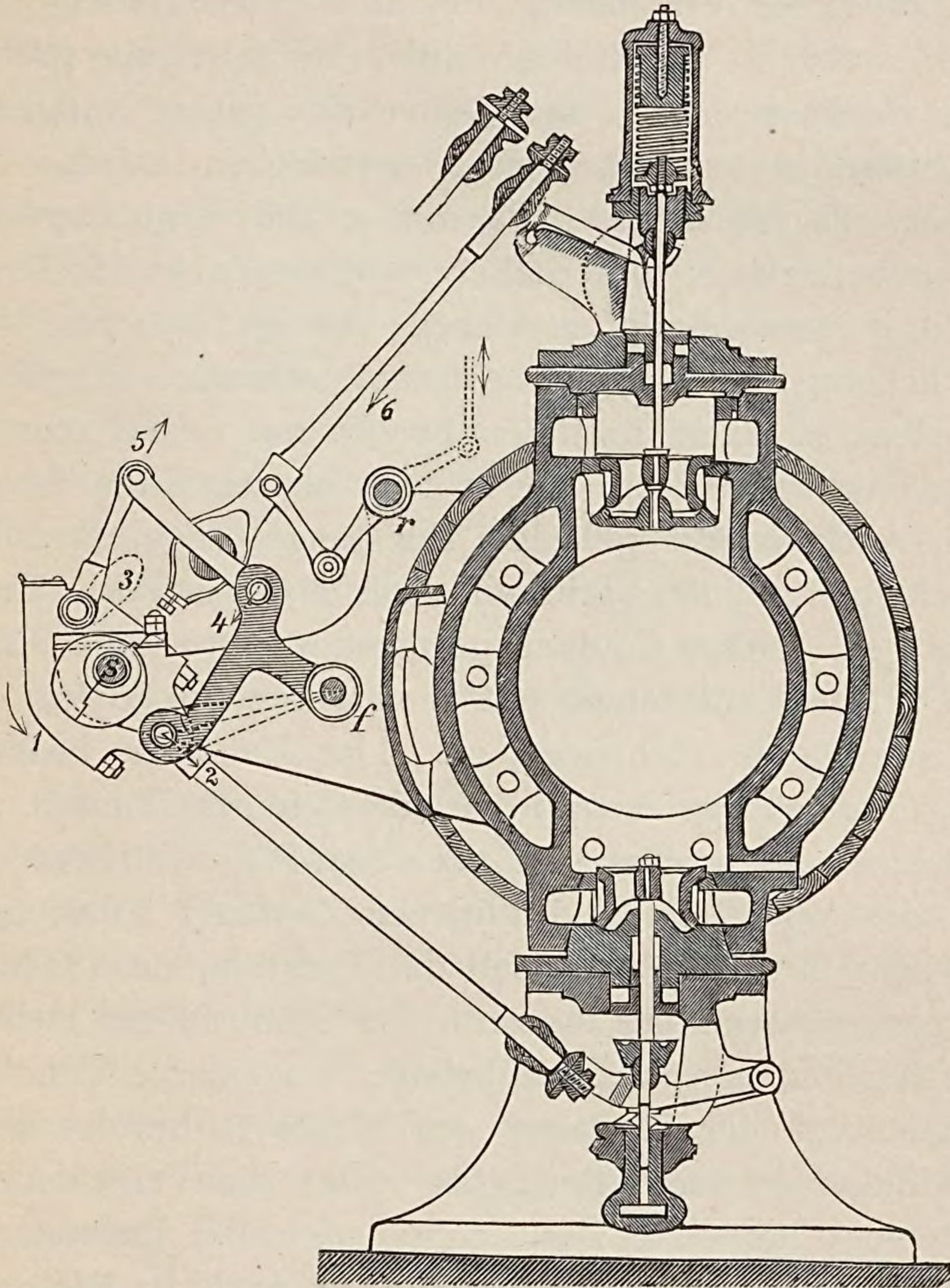
Das Ventil wird durch die positive Verbindung mit dem Excenter gehoben; die Voreilung ist nahezu constant. In einem gewissen Punkte des Kolbenschubes, der durch den Regulator bestimmt ist, wird die Ausweichung des Kniehebels genügend gross, um die ganze dem Hebel mitgetheilte Aufwärtsbewegung aufzunehmen, und von diesem Punkte an geht der Buffer aus der Hülse heraus, anstatt gegen dieselbe zu pressen. Das Ventil schliesst sich deshalb durch sein eigenes Gewicht, wobei die schwache Blattfeder mithilft, die gegen den Kopf der Ventilspindel presst.

Der Dampfabschluss erfolgt vollständig präcis und die Dampfvertheilung ist durchaus correct.

Principiell mit der Coulissensteuerung verwandt und in ihrer Anordnung noch einfacher als die Collmann-Steuerung ist die von Riedinger in Augsburg construirte positive Ventilsteuerung, von welcher Fig. 102 einen Querschnitt darstellt. Neu und originell ist an dieser Steuerung die Verbindung der Steuerwelle mit den Ventilen, die Anordnung der selbstthätigen Regulirung und die Einrichtung zur Erzielung des raschen Oeffnens und Schliessens der Einlassventile.

Die Einrichtung ist nach Müller Melchiors*) im Allgemeinen die folgende:

Fig. 102.



Von je einem gemeinsamen Excenter, das auf der längs des Cylinders gelagerten und gleichschnell mit

*) Dingler's Polytechnisches Journal, Bd. 235, S. 91.

der Schwungradwelle rotirenden Steuerwelle aufgekeilt ist, werden das an jedem Cylinderende befindliche Einlass- und Auslassventil bewegt, wobei das Auslassventil sich in fester Verbindung mit der Excenterstange befindet, während das Einlassventil seine Bewegung mittels einer Coulissee erhält, in welcher das untere Ende der Ventilstange vom Regulator verschoben wird. Die Steuerwelle ist in Fig. 102 mit s , die Regulatorwelle mit r bezeichnet; unterhalb r befindet sich der Drehpunkt f eines gekröpften Hebels, der zur besseren Verdeutlichung in der Figur horizontal schraffirt ist; dieser Hebel ist in einem mittleren Punkte mit dem Excenterbügel verbunden, und an seinem oberen Ende ist die zum Auslassventil gehende Zugstange angelenkt. Im Scheitelpunkte des schraffirten Hebels ist das Ende einer gekrümmten Coulissee gelagert, deren anderes Ende durch eine Lenkstange mit einem zweiten Punkte des Excenterbügels verbunden ist. Das Excenter befindet sich in der Figur knapp vor dem todten Punkte der Maschine und bewegt sich nach dem Pfeile 1. Hierdurch wird der Angriffspunkt des um den Zapfen f schwingenden schraffirten Hebels nach der Richtung des Pfeiles 2 bewegt, während der andere Angriffspunkt dieses Hebels, der sich am Excenterbügel befindet, in einer elliptischen Curve nach der Richtung des Pfeiles 3 bewegt wird. Aus dieser letzteren Bewegung folgt die Verschiebung des einen Endpunktes der Coulissee nach der Richtung 4, während deren anderer Endpunkt sich nach der Richtung 5 verschiebt. Die Richtung 4 geht bis zur Hälfte des Kolbenschubes fort, worauf die umgekehrte Bewegung erfolgt, während das andere Ende der Coulissee seine

Bewegung in der Richtung 5 im ganzen Verlaufe des Kolbenshubes beibehält. Wird somit die Zugstange des Einlassventils vom Regulator nach rechts geschoben, so findet während der ersten Hälfte des Kolbenshubes Anhub, während der zweiten Hälfte des Kolbenshubes Rückgang des Ventiles und dem entsprechend volle Füllung statt. Wird die Zugstange nach links verschoben, so wird der Füllungsgrad verkleinert, und in der Richtung des Pfeiles 5 wird das Ventil überhaupt gar nicht mehr gehoben, so dass in diesem Punkte die Füllung Null herrscht.

Es wird demnach mit dieser Steuerung wie mit allen Coulissensteuerungen dieselbe Wirkung erzielt, wie durch ein in Voreilung und Hub variables Excenter. Bei passender Krümmung der Coulisse beginnt der Anhub des Ventils für alle Füllungsgrade im gleichen Zeitpunkte des Kolbenshubes, oder mit anderen Worten: das Voreilen ist constant.

Mit dieser einfachen und sehr sinnreichen Construction wird demnach Alles erreicht, was man von einer guten Steuerung fordern kann. Um den schnellen Anhub des Einlassventils auch bei niedrigen Füllungsgraden herbeizuführen, wurde die eigenthümliche, aus Fig. 102 ersichtliche Anordnung des Ventilhebels gewählt; derselbe hat keinen festen Drehpunkt, sondern liegt, durch eine Feder angepresst, auf einer schwach gekrümmten Bahn, indem er nur am Ende mit einem zahnartigen Vorsprung eingreift. Beim Anhub der Stange, in der Richtung des Pfeiles 6 ruht der Hebel auf der dem Ventil zunächst liegenden Kante seiner Bahn und bewirkt demnach mit einem zur Kraftäusserung günstigen

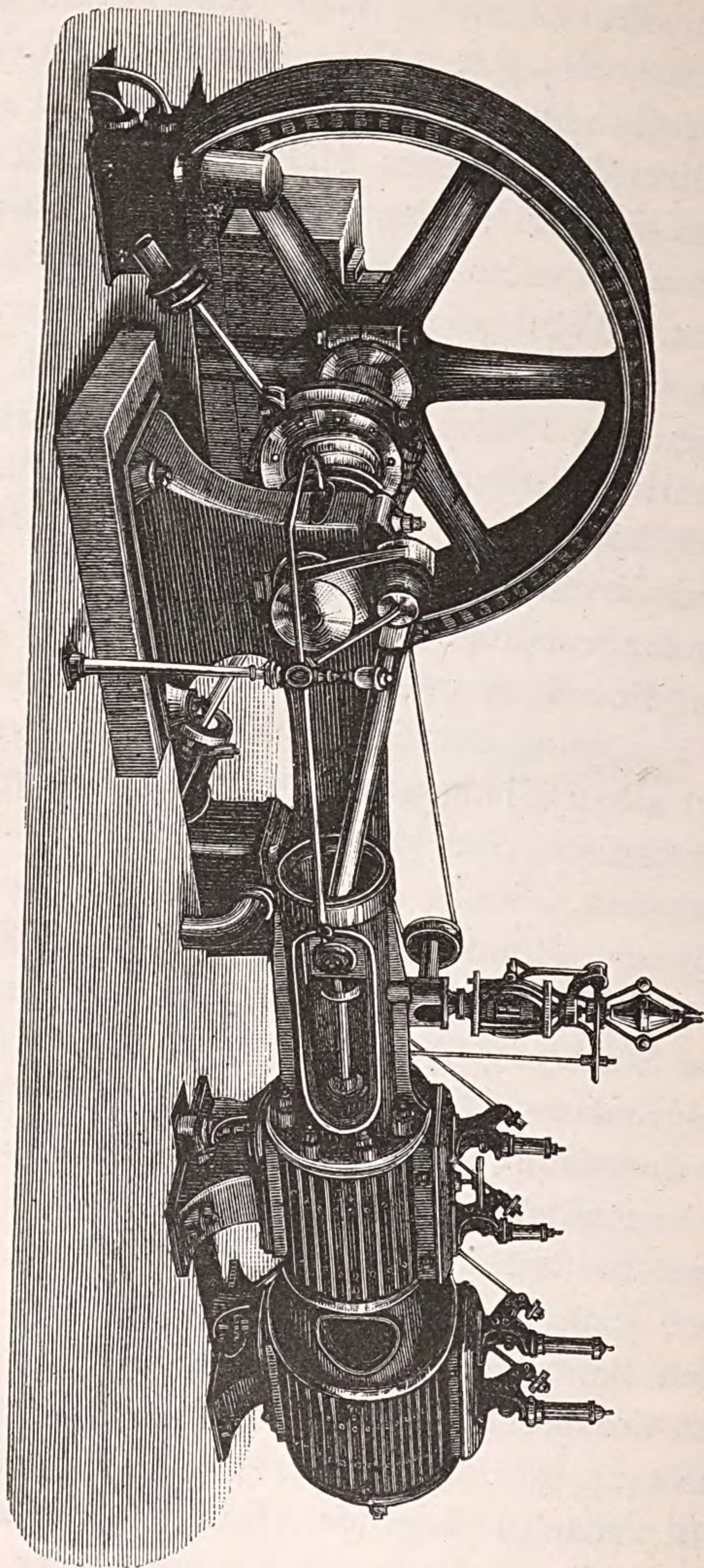


Fig. 103.

Hebelarm das erste Anheben des Ventils; nach kurzem Wege jedoch hat sich der Hebel über die ganze Bahn abgewälzt und dreht sich nun um das verzahnte Ende, wodurch der Weg der Ventilstange vergrössert und eine weitere Oeffnung des nunmehr völlig entlasteten Ventils mit grosser Beschleunigung herbeigeführt wird.

In dieser Weise erfolgt das Oeffnen des Ventils mit grosser Kraftübertragung, der Schluss aber im letzten Moment so langsam, dass das Schlagen und eine rasche Abnutzung vermieden wird, während unmittelbar vorher das Ventil mit voller Geschwindigkeit niederging und somit ein Abdrosseln des Admissionsdampfes so viel als möglich beseitigt ist.

Fig. 103 stellt eine Compoundmaschine (System Woolf) mit der Riedinger'schen Ventilsteuerung dar. Wie ersichtlich, liegt hier der kleine Cylinder vor dem grossen und die Kolben beider haben eine gemeinschaftliche Stange. Auf der den Cylindern entgegengesetzten Seite der Kurbelwelle befindet sich die mittels eines Excenters betriebene Speisepumpe. Die Schmierung des Kurbelzapfens erfolgt in eigenthümlicher aber praktischer Weise durch eine hohle Gegenkurbel, welche mit ihren hahnartigen Zapfen in das auf einer Säule des Geländers stehende Oelgefäss eingreift. Das Gestell der Maschine ist der von Corliss eingeführte cylindrische Hohlbalken, welcher eine bequeme Führung für den Kreuzkopf der Kolbenstangen bildet. Das Schwungrad ist am Rande des Kranzes mit Zähnen versehen, um dasselbe mittels eines mit Sperrklinke versehenen Hebels bequem drehen zu können, wenn es sich darum handelt, die Maschine beim Anlassen auf den Schub einzustellen.

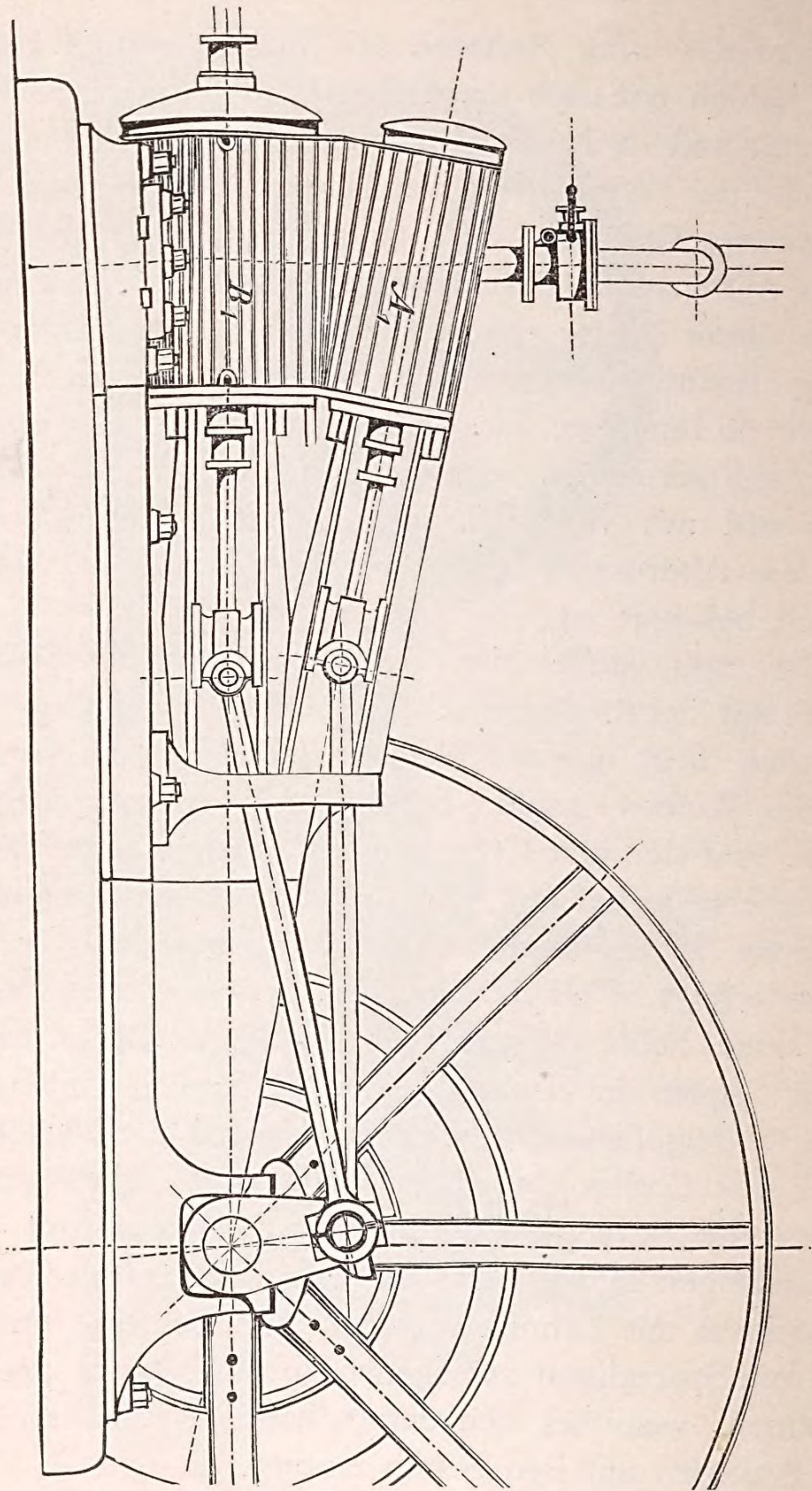


Fig. 104.

Fig. 104 stellt eine Compoundmaschine mit zwei über einander liegenden Cylindern dar. Der kleine Cylinder liegt auf dem grossen und ist etwas seitlich gerückt, um den nöthigen Raum für die beiden neben einander auf eine Kurbel arbeitenden Pleuelstangen zu gewinnen. Durch diese Anordnung der Dampfzylinder erhält man eine einfache, gedrängte Construction und es wird der todte Punkt der Kurbel vermieden, indem die Pleuelstangen der beiden Cylinder stets unter verschiedenen Winkeln auf die Kurbel wirken. Diese Construction ist als ein Uebergang von der Woolf-Maschine zur Receiver-Maschine zu betrachten.

Am häufigsten werden die Compoundmaschinen mit neben einander liegenden Cylindern ausgeführt, weil sich hierbei der Vortheil bietet, zwei horizontale Cylinder auf einer Welle mit rechtwinkelig versetzten Kurbeln arbeiten zu lassen, wodurch die grösste Gleichmässigkeit im Gange zu erzielen ist und die Kraftwirkungen sehr günstig auf die einzelnen Maschinentheile vertheilt werden. Eine derartige Maschine repräsentirt das Receiver-System, indem für die hier zeitweise direct entgegengesetzt bewegten und dann wieder nach einerlei Richtung arbeitenden Kolben der Receiver unbedingt nothwendig ist. Mit dieser Art von Compoundmaschine ist nicht zu verwechseln die Zwillingsmaschine, bei welcher zwei gleich grosse und unabhängig von einander gespeiste, ganz gleichmässig arbeitende Dampfzylinder an einer Welle angebracht sind. Diese Art von Dampfmaschinen arbeitet zwar bei rechtwinkelig gestellten Kurbeln viel gleichmässiger, als die einfache Cylindermaschine, wird aber von der mit gleicher Gleichmässigkeit arbeitenden Receiver-Maschine

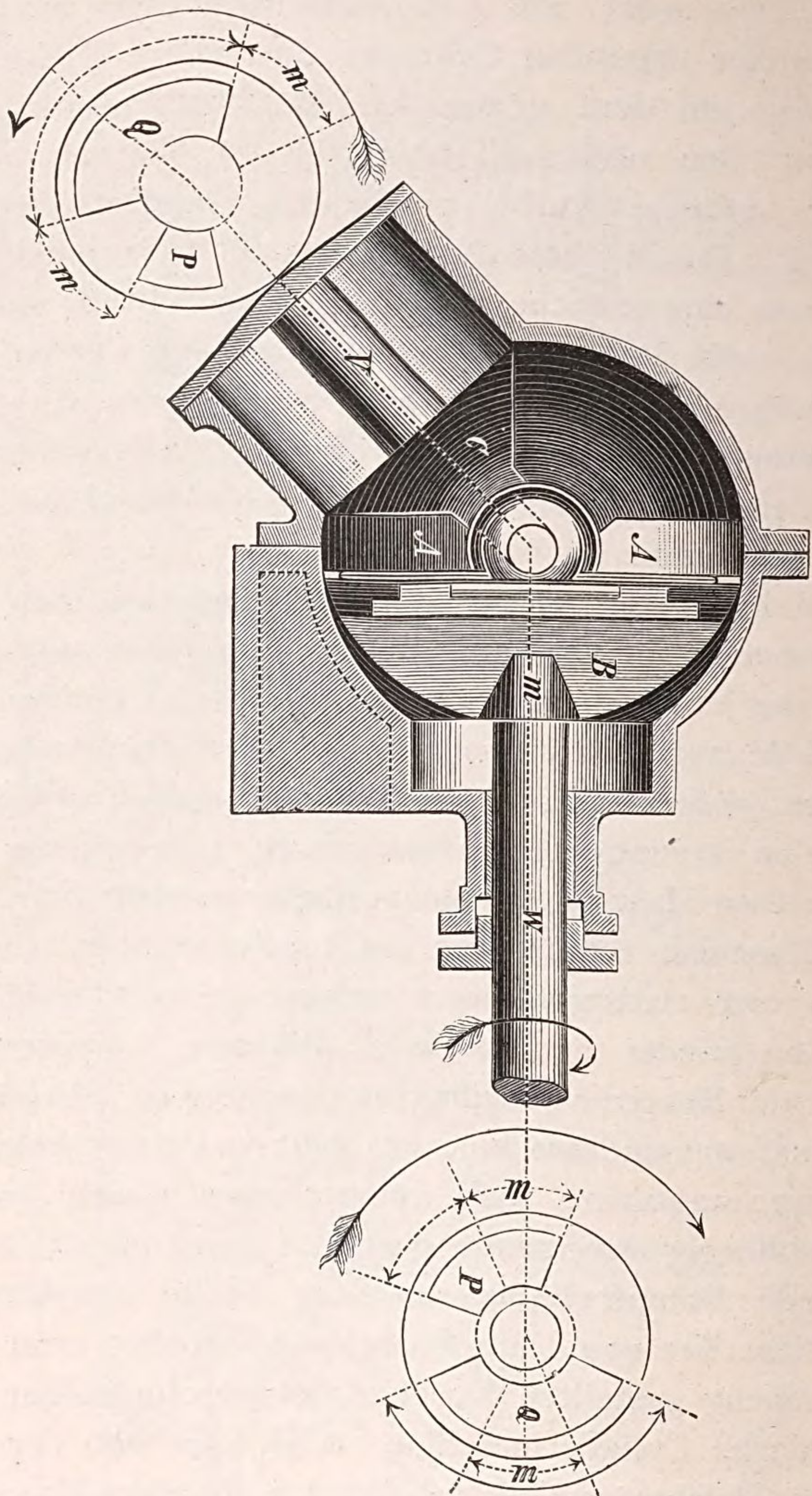


Fig. 105.

hinsichtlich der Dampfausnutzung oder des Gütegrades bei weitem übertroffen.

Eine der sinnreichsten Constructionen unter den neuerdings vielfach in Vorschlag gebrachten, direct rotirenden Dampfmaschinen wird durch die von der Firma Heenau & Froude, Newton Iron Works, Manchester, gebaute »sphärische Dampfmaschine« repräsentirt, welche besonders für den Betrieb von elektrischen Maschinen bestimmt ist. Es hat diese Maschine, welche auf der letzten Engineering und Metal Trades Exhibition zu London eine Edison'sche Dynamomaschine betrieb, in englischen Fachkreisen Aufsehen erregt, indem die Einrichtung derselben von den bisher üblichen Constructionen solcher Maschinen bedeutend abweicht und durchaus originell ist.

Fig. 105 zeigt den Verticaldurchschnitt durch die Mitte des kugelförmigen, mit zwei kurzen cylindrischen Ansätzen versehenen Gehäuses, welches die Stelle des gewöhnlichen Dampfmaschinen-cylinders vertritt; dasselbe ist aus zwei genau halbkugelig ausgedrehten Theilen zusammengesetzt, die mittels Flansche verbolzt sind. Innerhalb des Gehäuses befindet sich anstatt eines Kolbens ein aus drei eigenthümlich geformten Theilen bestehendes Universalgelenk in Form einer sogenannten Cardanischen Kuppelung; dasselbe besteht aus einem mittleren scheibenförmigen Theil *A* (Fig. 106 und 107), der beiderseits mit zwei, paarweis rechtwinkelig zu einander gestellten Zapfenlagern *bb* und *cc* versehen und am Umfange kugelförmig abgedreht ist, so dass er genau und dampfdicht schliessend in die Höhlung des Gehäuses hineinpasst.

Die beiden anderen Theile *B* und *C* des Universalgelenkes sind gleichartig geformt und zwar in der Weise,

Fig. 106.

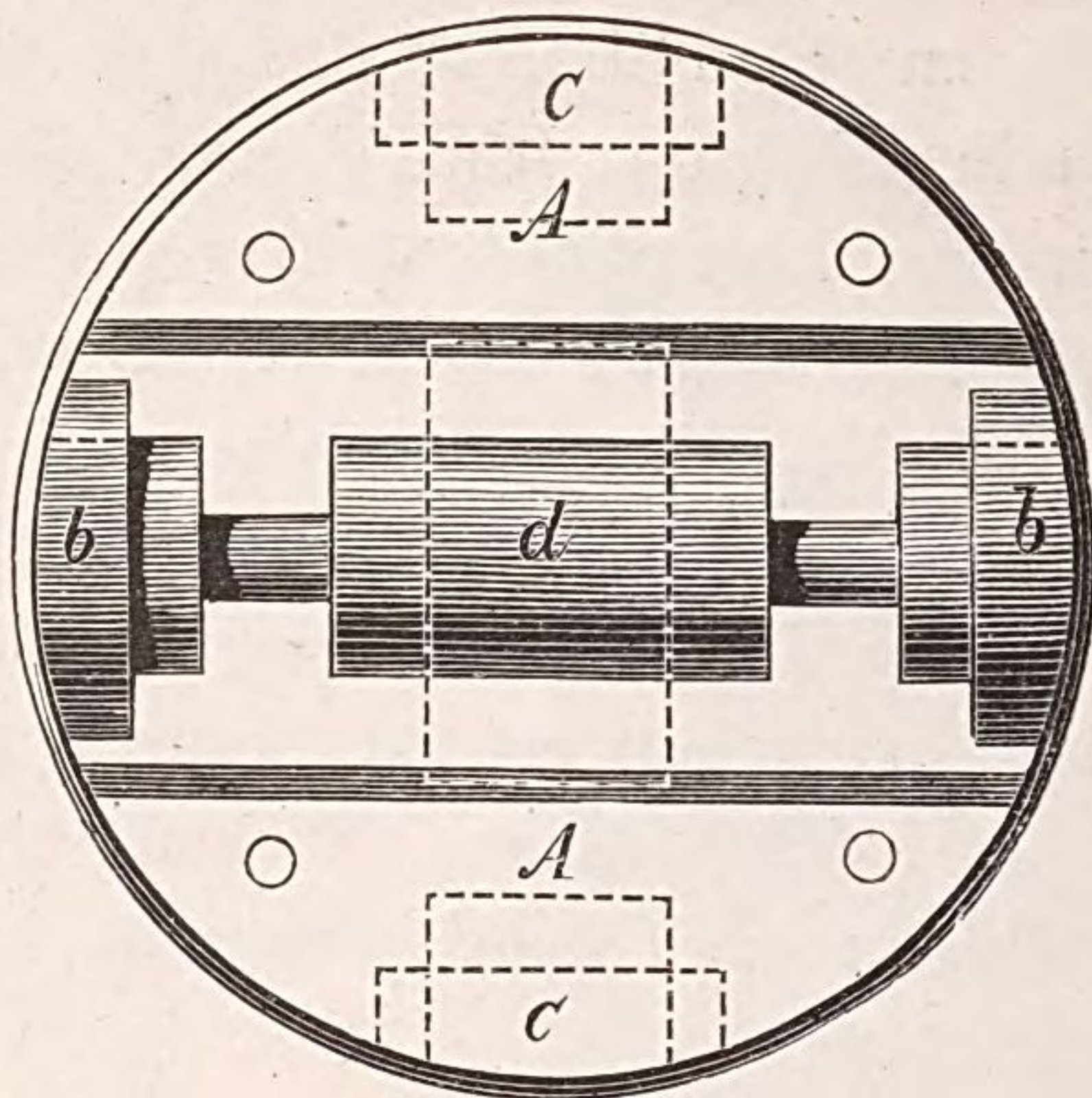


Fig. 107.

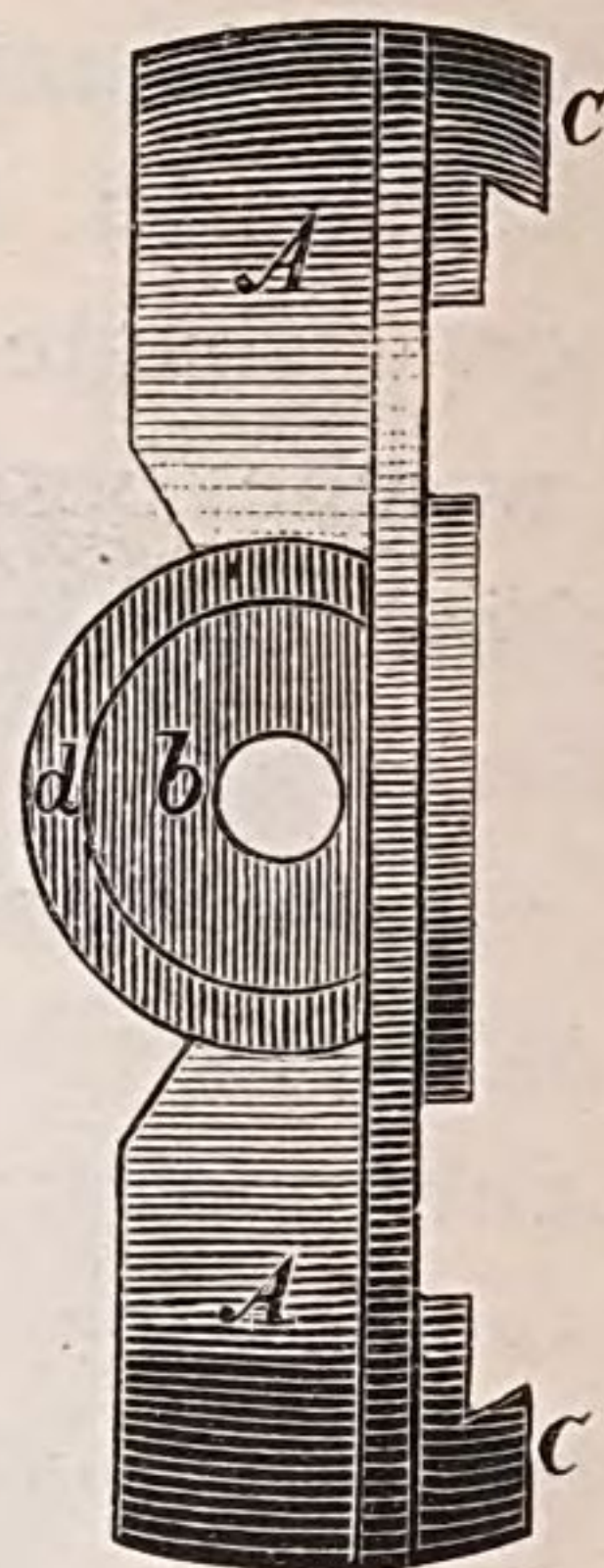


Fig. 108.

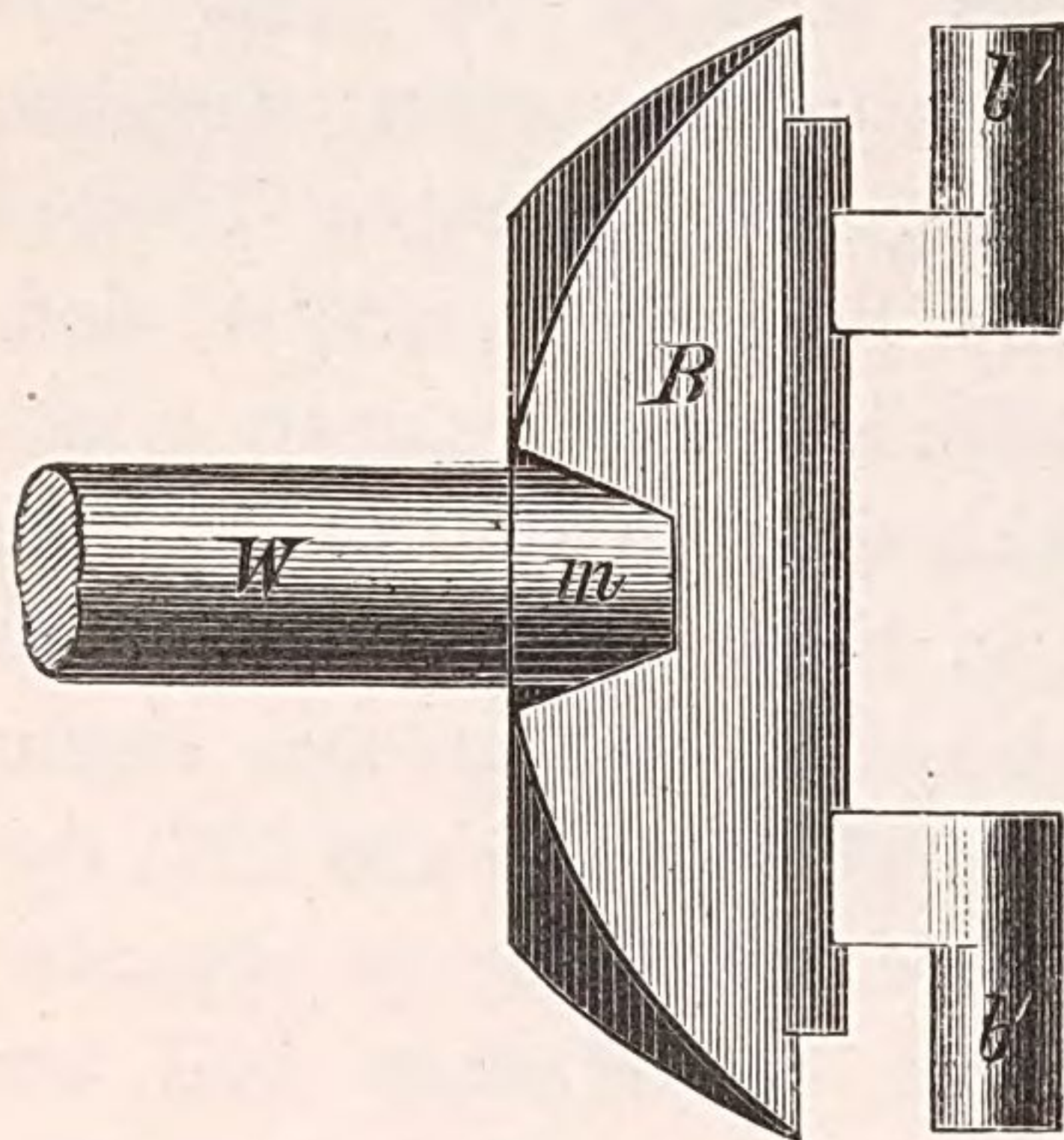
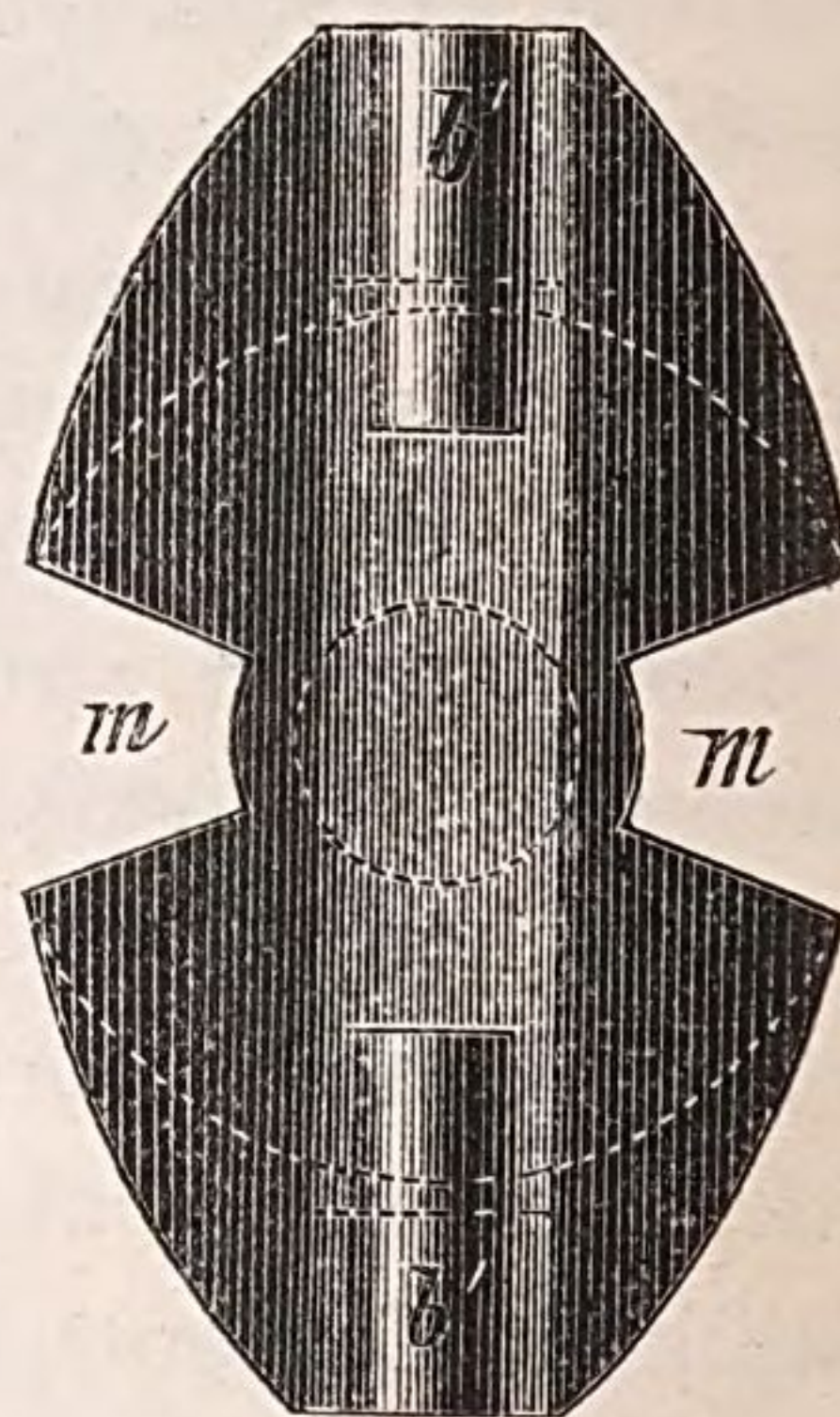


Fig. 109.



wie Fig. 108 und 109 darstellen. Wie ersichtlich ist, haben diese Theile als Theile einer Kugel zu gelten, indem

sie stellenweise eine kugelförmige Wölbung haben, mit welcher sie an das Gehäuse sich dampfdicht anlegen; ausserdem sind sie in diametraler Richtung mit zwei keilartig gegen einander geneigten Flächen und an der inneren Seite mit zwei Drehzapfen $b^1 b^1$ und $c^1 c^1$ versehen, welche in die oben erwähnten Lager $b b$ und $c c$ eingreifen, um die Cardan'sche Kuppelung herzustellen. In den Abbildungen ist keine Rücksicht auf die Art und Weise der Montirung dieser Theile genommen, jedenfalls aber müssen die Lager abnehmbar sein, um die Zapfen in dieselben hineinzubringen. Zwischen den Lagern befindet sich ein cylindrischer Theil d , welcher die Lücke zwischen den beiden Zapfen ausfüllt, so dass nach der Zusammensetzung ein solides, festgefügtes Ganzes entsteht, wodurch die Bildung eines schädlichen Raumes im Dampfgehäuse möglichst verhütet wird.

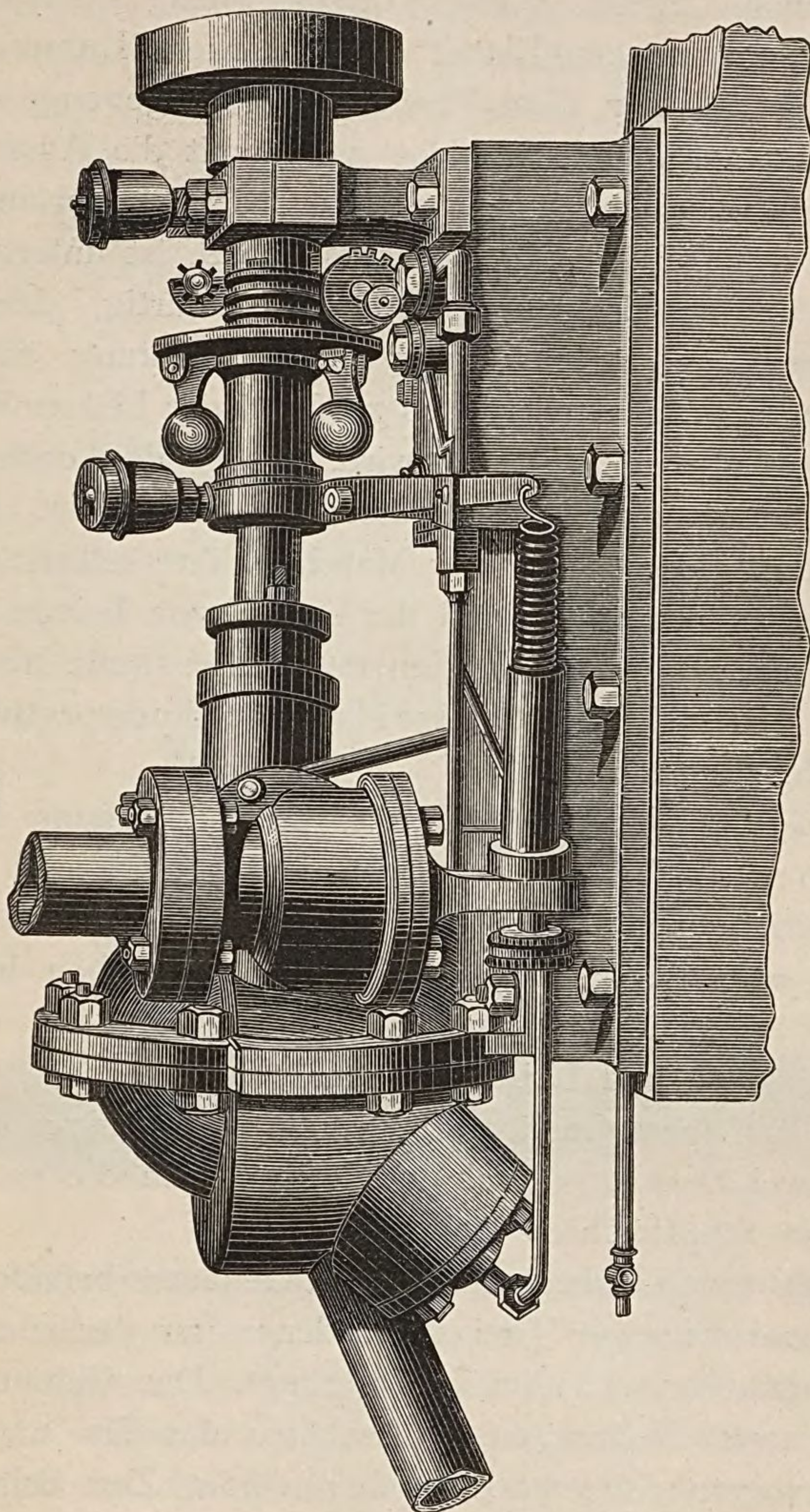
An ihrer Rückseite sind die beiden Kugelsectoren B und C abgeflacht, und an dieser Stelle ist mit dem Sector B die Betriebswelle W , mit dem Sector C aber ein kurzes Wellenstück V verbunden, welches in dem einen der cylindrischen Hohlräume in einen mit Canälen versehenen kurzen Cylinder eingelagert ist; dieser Cylinder ist mit Canälen für den Eintritt und Austritt des Dampfes versehen und bildet ein Steuerorgan der Maschine. Ein ähnliches Steuerorgan befindet sich centrisch zur Betriebswelle W in dem anderen cylindrischen Hohlraum des Gehäuses. In Fig. 105 sind diese cylindrischen Dampfvertheilungsorgane nicht mit in das Gehäuse hineingezeichnet, sondern daneben im Grundriss dargestellt, wobei der Dampfaustrittscanal mit P , der Dampfeintrittscanal mit Q bezeichnet und die Stellung

derselben so gewählt ist, dass sie der Stellung der Sektoren *B* und *C* in Fig. 105 entspricht. Die mitgezeichneten Pfeile geben die Drehungsrichtung der Sektoren *B* und *C* an, wobei dieselben durch die Schlitzte *mm* (Fig. 109) die Dampfcanäle öffnen oder schliessen und dadurch die zum Betrieb der Maschine nöthige Dampfvertheilung herbeiführen.

Die ausgestellte Maschine soll, wie im »Engineer« berichtet wird, ruhig und gleichmässig gearbeitet und im Verhältnisse zu ihrem Gewichte eine starke Kraftleistung entwickelt haben. Eine Maschine von 7 Zoll (178 Mm.) Gehäusedurchmesser hat nicht weniger als 18 indicirte Pferdestärken bei 600 Touren pro Minute und mit Dampf von 5,6 Atmosphären Ueberdruck geleistet, und im Vergleich zu anderen direct rotirenden Dampfmaschinen soll der Dampfverbrauch ein sehr geringer sein.

Was die Wirkungsweise der Maschine anbelangt, so soll am vortheilhaftesten sein, die Wellen *W* und *V* unter einem Winkel von 135 Grad gegen einander zu stellen. Bei der in Fig. 105 dargestellten Position des universalgelenkartigen Kolbens ist zwischen *C* und *A* ein Kugelquadrant offen, in welchem soeben der Dampf seine Wirkung durch das Auseinanderschieben der beiden Universalgelenktheile *A* und *C* innerhalb dieses Kugelquadranten ausgeübt hat. Dieser Kugelquadrant wird nunmehr wiederum durch die sich gegen einander bewegenden Theile *A* und *C* geschlossen und der darin befindliche Dampf durch das unten links befindliche Steuerorgan ausgetrieben. Bei dieser Bewegung der beiden Theile *A* und *C* wird andererseits der in Fig. 105

Fig. 110.



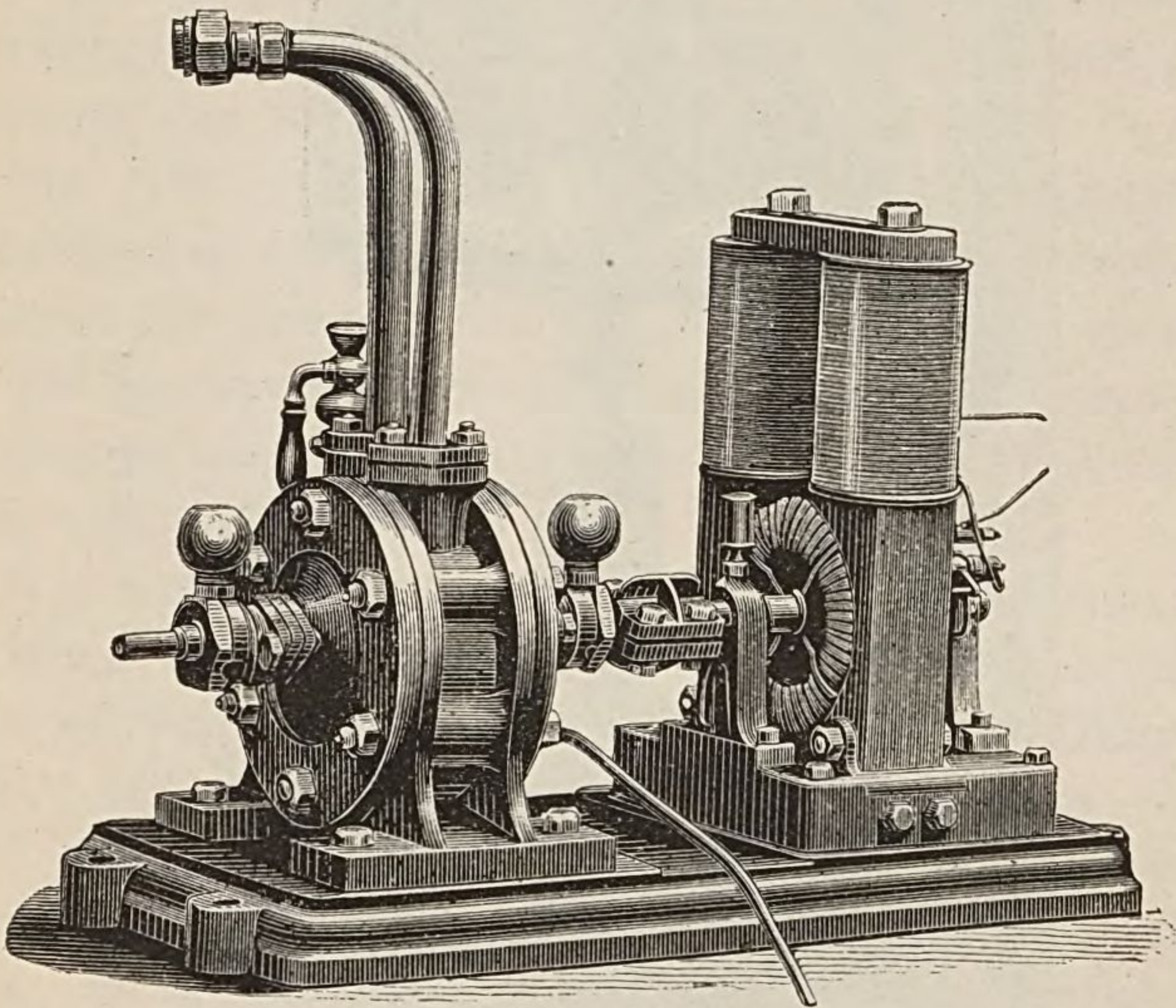
dargestellte dichte Schluss dieser Theile geöffnet, so dass Raum für den Eintritt von frischem Dampfe entsteht, der alsdann diese Theile in der entgegengesetzten Richtung auseinander schiebt und somit die Ausfüllung des jetzt freien Kugelquadranten befördert. In der anderen Hälfte des Gehäuses, d. i. rechts von *A*, ist unterdessen die Bewegung der Theile *A* und *B* derartig, dass der vordere Kugelquadrant unter der Einwirkung des einströmenden frischen Dampfes geöffnet, der hintere Kugelquadrant aber geschlossen wird, wobei der darin enthaltene expandirte Dampf ausströmt. Hieraus ist ersichtlich, dass jede Hälfte der Maschine ihre selbstständige Dampfvertheilung hat und der Dampf von beiden Seiten des Kolbens auf die Rotation der Betriebswelle hinwirkt. In Fig. 110 ist die vollständige Maschine in perspectivischer Ansicht dargestellt.

Fig. 111 zeigt einen unter der Mitwirkung von J. Krämer in Wien construirten Motor. Die noch nicht abgeschlossenen Patenterwerbungen gestatten uns leider nicht, eine ausführliche Beschreibung desselben hier zu geben, weshalb wir nur einige Notizen über dessen Dimensionen und Leistungen anfügen. Dieser Motor besteht aus einem Gehäuse, d. i. einem ringförmigen Körper mit zwei Deckeln, durch welche letzteren die rotirende Axe in Stopfbüchsen läuft.

Im Inneren des cylindrischen Gehäuses befinden sich nur zwei rotirende Theile, von denen nur der eine einer gelegentlichen Abnutzung unterliegt. Das Gehäuse hat oben zwei Oeffnungen, an welchen das Ein- und Ausströmungsrohr für den Dampf einmündet. Zum Schmieren sind sowohl an beiden Stopfbüchsen, wie am Gehäuse

Schmiergefäße angebracht. Bei einem nach diesem Princip angefertigten und vorzüglich arbeitenden Motor, welcher etwas über zwei Pferdestärken leistete, hat das Gehäuse 160 Mm. im Durchmesser und 100 Mm. Länge. Dieser Motor macht bei directer Kuppelung seiner Axe mit jener der Dynamomaschine 1200 Touren in der Minute

Fig. III.



und läuft sehr regelmässig. Die Erfahrung hat jedoch gezeigt, dass es vortheilhafter ist, diesen Motor mit einer Uebersetzung von 2 : 1 oder 3 : 1 auf die Dynamomaschine wirken zu lassen, weil dadurch der Dampfverbrauch auf ein Minimum gebracht und die rotirenden Theile weniger abgenutzt werden. Für kleinere Motoren

Die Preise für solche Motoren sind verhältnissmässig sehr niedrig. Ein Motor von zwei Pferdestärken kostet loco Wien ca. 800—900 Mk. Für stärkere Motoren wächst der Preis innerhalb gewisser Grenzen nur sehr mässig.

Sehr beliebt für den Betrieb von Dynamomaschinen sind neuerdings die Brotherhood'schen Dreicylindermaschinen, bei denen drei gleich grosse einfach wirkende Cylinder radial symmetrisch um die Betriebswelle angeordnet sind und auf eine einzige Kurbel wirken. Die Dampfvertheilung erfolgt durch einen rotirenden Schieber, der direct von der Welle betrieben wird.

Fig. 112 illustriert die Verbindung einer solchen Dreicylindermaschine mit einer Siemens'schen Dynamomaschine. Ein wesentlicher Uebelstand liegt bei diesen Dreicylindermaschinen darin, dass dieselben verhältnissmässig sehr viel Dampf verbrauchen und ziemlich kostspielig sind.

Am besten würden sich für den Betrieb der Dynamomaschinen direct rotirende Dampfmaschinen eignen, indem bei denselben die Unregelmässigkeit des Ganges, welche mit der alternirenden Kolbenbewegung verknüpft ist, vollständig wegfällt. Leider ist die Herstellung derartiger Maschinen, besonders der Kolbendichtung wegen, mit mancherlei Schwierigkeiten verknüpft, und ist ein sparsamer Dampfverbrauch von denselben kaum zu erwarten.

Eine solche rotirende Maschine ist die von Dolgoruki, welche besonders von Siemens zum Betriebe seiner Generatoren verwendet wird. Fig. 113 stellt dieselbe nach der Längsansicht in Verbindung mit einem Siemens'schen Generator und im Querschnitte der Cylinder dar.

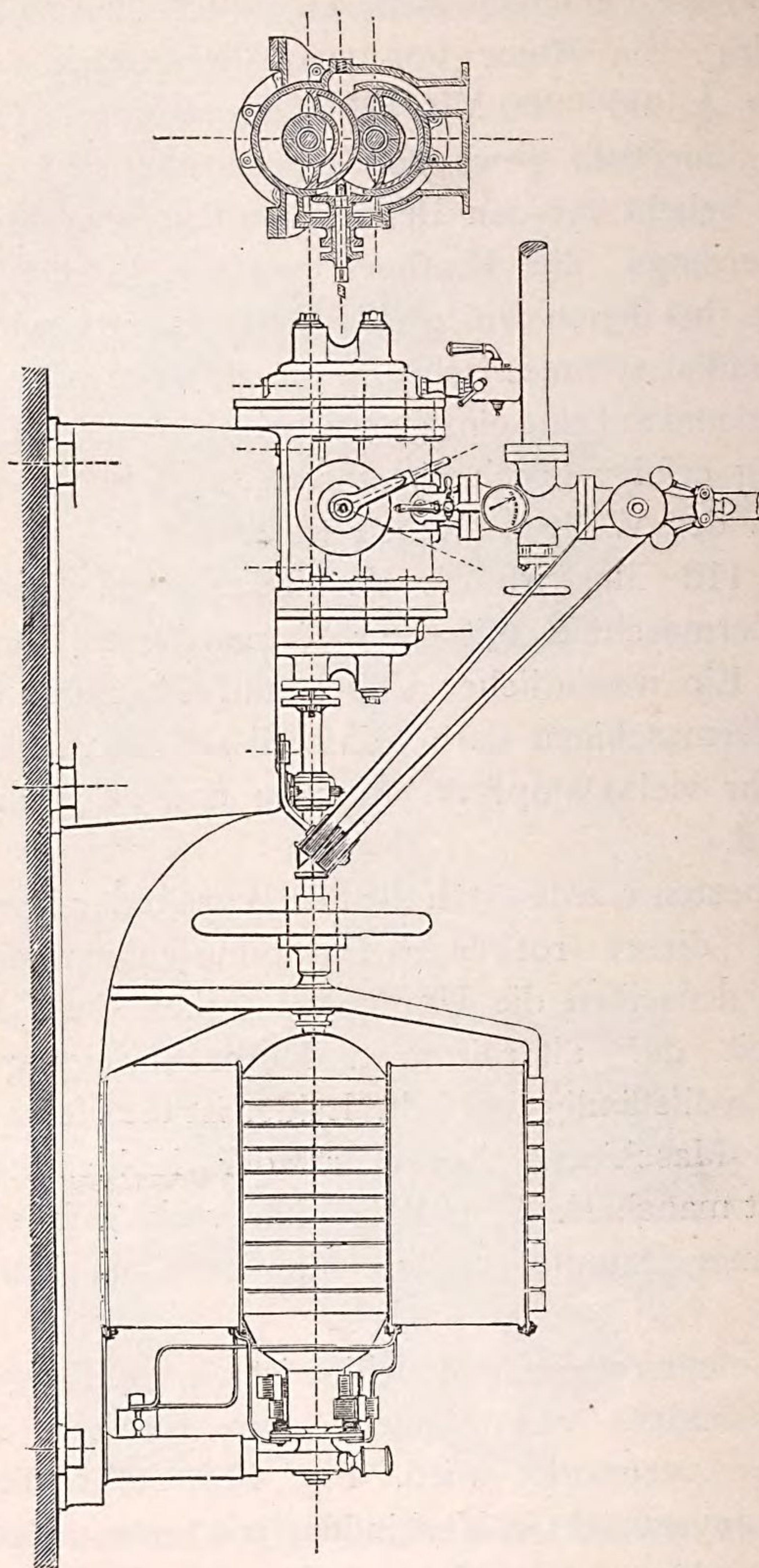
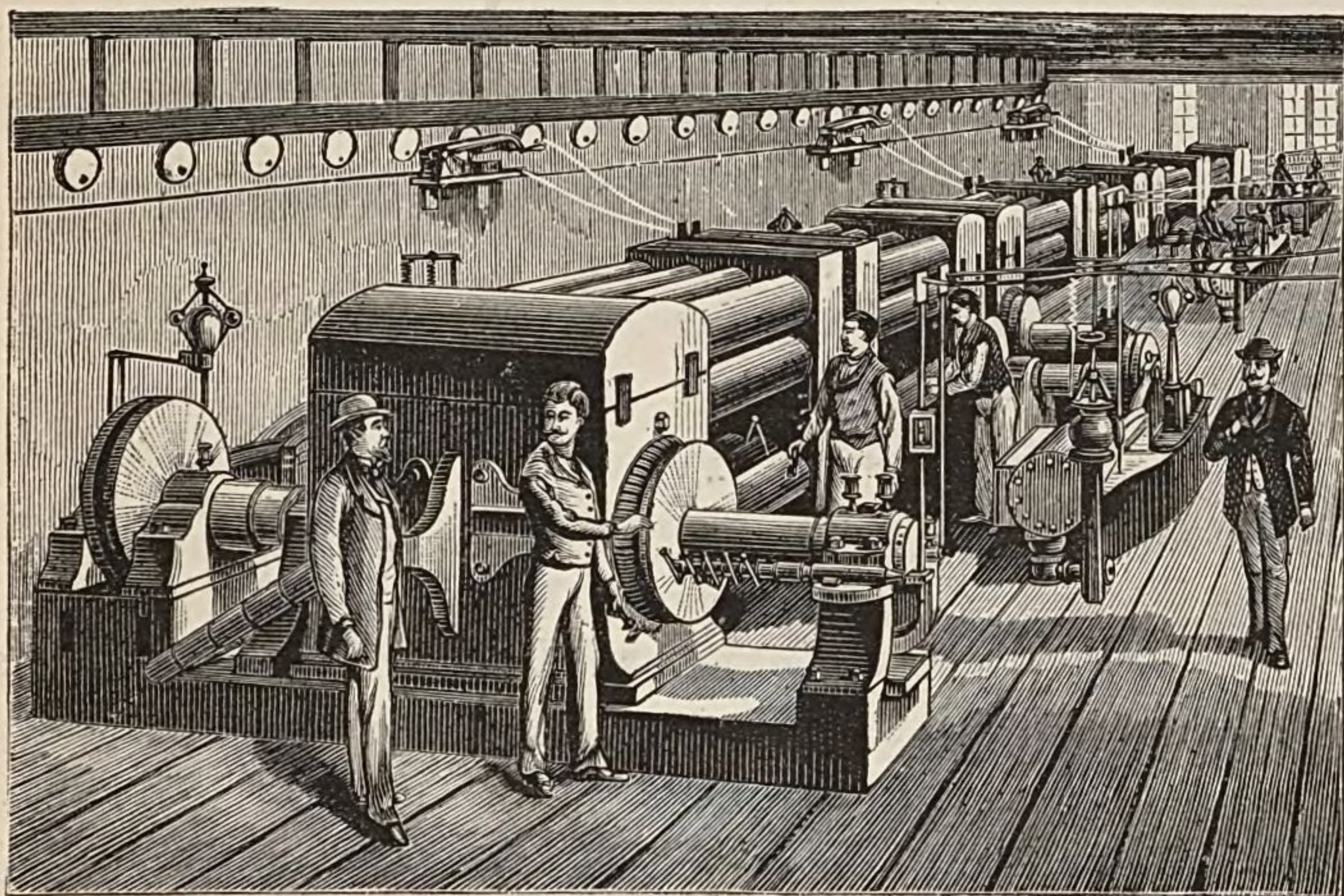


Fig. 113.

Hieraus ist ersichtlich, dass diese Maschine mit zwei rotirenden Flügelkolben versehen ist und eine ziemlich complicirte Einrichtung hat.

Edison benutzt für den Betrieb seiner grossen Lichtmaschinen, welche in der Centralstation für elektrische Beleuchtung in New-York aufgestellt sind, die rasch laufende Porter-Allen-Dampfmaschine, welche zuerst auf

Fig. 114.



der Pariser Weltausstellung von 1867 bedeutendes Aufsehen erregte, weil dieselbe nicht nur an Kolben-Geschwindigkeit die bisher eingehaltene Grenze weit überschritt, sondern auch viele originelle Eigenthümlichkeiten in der Construction zeigte.

Fig. 114 illustriert die Edison'schen Dampfdynamos der erwähnten New-Yorker Beleuchtungsanlage. Jede solche Porter-Allen-Maschine, welche direct an der Welle

der dazu gehörigen Dynamomaschine angreift, hat 120 Pferdestärken, und jede Lichtmaschine hat eine nominelle Leistungsfähigkeit von 1200 Glühlichtern von je 16 Kerzen, jedoch soll die Maximalleistung noch um 50 Procent höher sein.*)

Die Tourenzahl der Porter-Allen-Dampfmaschine beträgt bei diesem Betriebe 350 pro Minute, was einer Kolben-Geschwindigkeit von etwa 4,5 Mtr. entspricht. Die Schiebersteuerung ist mit einer Coulissee versehen, welche durch ein einziges Excenter betrieben wird. Auf diese einfache Weise werden für den Vertheilungs- und Expansionsschieber unabhängige Bewegungen erhalten.

IV.

Die Heissluft- und Gasmotoren.

Die praktische Aufgabe der Umsetzung von Wärme in mechanische Arbeit durch die Dampfmaschine ist des dazugehörigen Kessels wegen mit mancherlei Umständlichkeiten verknüpft und nicht überall statthaft. Schon mit Rücksicht hierauf fühlten die Erfinder sich angespornt, andersartige Wärmemotoren zu erfinden, wobei dieselben wohl auch noch der Meinung waren, die Wärmekraft mittels anderer Medien besser ausnutzen zu können, als dies bei der Anwendung der Dampfmaschine möglich ist. Insbesondere glaubte man zuerst eine befriedigende Lösung dieser Aufgabe bei der Benutzung erhitzter Luft

*) Vergl. Die elektrischen Beleuchtungsanlagen, von Dr. Alfred v. Urbanitzky, Band XI der Elektrotechnischen Bibliothek, S. 185.

zu erhalten. So entstanden die sogenannten calorischen oder Heissluftmaschinen, wobei man von dem folgenden Grundsatz ausging:

Ein Kubikmeter Luft von einer gewissen Spannung (n Atmosphären) hat den gleichen motorischen Werth, wie ein Kubikmeter Dampf von derselben Spannkraft. Allein die Lufterzeugung erfordert weniger Kraft und Wärme als die Dampferzeugung, indem bei ersterer eine Aenderung eines Aggregatzustandes, wie dies bei der Umwandlung von Wasser in Dampf der Fall ist, nicht vorkommt.

Carnot wies zuerst nach, dass die Umwandlung von Wärme in Arbeit mittels Luft durch einen Kreisprocess möglich sei. Schon 1827 wurde vom Engländer Stirling eine nach diesem Princip wirkende Heissluftmaschine gebaut, in welcher ein eingeschlossenes Quantum Luft durch abwechselnde Erhitzung und Compression mit nachfolgender Expansion und Abkühlung, d. i. durch einen Kreisprocess zur Verrichtung mechanischer Arbeit benutzt wurde. Viel mehr Aufsehen erregte aber die vom Schweden Ericsson in Amerika um's Jahr 1833 erfundene calorische Maschine, in welcher fortwährend erneute Luft zur Wirkung kam. Hiermit waren die beiden Haupttypen der calorischen Maschine — die geschlossene und die offene — gegeben.

Die Erwartung, dass man mit der calorischen oder Heissluftmaschine einen ökonomischeren Effect als mit der Dampfmaschine erreichen könne, blieb unerfüllt, indem man die Luft nur mässig erhitzen durfte, weil andernfalls nicht die nöthige Dichtigkeit und Dauer der Maschine zu erreichen war.

Trotz aller Bemühungen des genialen Ericsson und anderer Erfinder gelang es nicht, die Heissluftmaschine concurrenzfähig mit der Dampfmaschine herzustellen, sondern dieselbe blieb nur für die geringe Leistungsfähigkeit von 1 bis 2 Pferdestärken geeignet und zeigte auch hierbei noch mancherlei Uebelstände und Mängel.

Das System der geschlossenen Heissluftmaschine wurde 1840 vom Ingenieur Lehmann, einem geborenen Bayer, in Prag in verbesserter Construction ausgeführt, jedoch bedurfte auch diese Maschine häufiger Reparaturen und fand infolge dessen nur eine beschränkte Anwendung im Kleinbetrieb. Der Wirkungsgrad dieser Maschine konnte nicht höher gesteigert werden, als derjenige kleiner Dampfmaschinen, und beträgt etwa 60 bis 65 Procent.

Wenn die Maschine in vollster Hitze arbeitet, so beträgt die Temperatur der heissen Luft nach Professor Gustav Schmidt's Angaben*) durchschnittlich 683 Grad Celsius, jene der kalten Luft 120 Grad, und es ist gewiss überraschend, dass die Luft in einer Minute 96mal ihre Temperatur zwischen so verschiedenen Grenzen zu verändern vermag.

Der Brennmaterial-Aufwand betrug nach Prof. G. Schmidt's Versuchen per Stunde und Pferdestärke 4,6 Kg. Würfelkohle von ungefähr 3500 Calorien Heizkraft (oder 2,3 Kg. bester englischer Steinkohle), also 16.100 Calorien, also mehr als eine Dampfmaschine erfordert; die Kühlwassermenge betrug nur 10 Liter per Minute.

Da die Heissluftmaschine kaum Verwendung für den Betrieb von Dynamomaschinen finden wird, so lassen

*) Karmarsch und Heeren, Technisches Wörterbuch, 2. Aufl.

wir uns hier auf keine nähere Beschreibung von deren Construction ein, sondern gehen zu der für den vorliegenden Zweck viel wichtigeren Gaskraftmaschine über.

In der Construction der Gaskraftmaschine oder des Gasmotors ist neuerdings ein grosser Fortschritt erzielt worden, so dass dieselbe nunmehr mit der Dampfmaschine in Concurrenz treten kann.

Es sind drei verschiedene Typen von Gasmaschinen in Vorschlag gebracht worden:

1. Eine Maschine, welche Leuchtgas und Luft bei dem gewöhnlichen Atmosphärendrucke während eines Theiles ihres Kolbenschubes einsaugt, dann das eingesaugte Gemisch im Cylinder absperrt und zugleich entzündet, wodurch der Kolben infolge des Druckes des explodirenden Gases den übrigen Theil seines Weges fortgetrieben wird. Beim Rückwärtsschube werden alsdann die Verbrennungsproducte aus dem Cylinder entfernt.

2. Eine Maschine, welche Gas und Luft mittels einer Pumpe ansaugt und beim Rückschube in einem Reservoir comprimirt, worauf das comprimirte Gemisch in einen Cylinder eintritt, in welchem es beim Eintritte entzündet wird, ohne eine weitere Drucksteigerung durch Compression im Cylinder zu erfahren, dann durch Expansion hinter dem Kolben wirksam wird, worauf der zurückkehrende Kolben die Verbrennungsproducte aus dem Cylinder entfernt.

3. Eine Maschine, in welcher eine Mischung von Gas und Luft unter Druck in den Cylinder eingeführt und in demselben comprimirt wird, worauf die Entzündung bei constantem Volumen eintritt und der Druck demzufolge sich steigert. Unter diesem Drucke bewegt

sich der Kolben vorwärts, und beim Rückschube entleert sich der Cylinder von den Verbrennungsproducten.

Der Typus 1 und 3 sind Explosionsmaschinen, indem das Volumen des explosiblen Gasgemisches während der Drucksteigerung constant bleibt. Der Typus 2 wirkt dagegen durch allmähliche Verbrennung des Gasgemisches, wobei der Druck bei wachsendem Volumen constant bleibt.

Als man die mittels jeder dieser drei Methoden zu erhaltende Kraft unter der Voraussetzung, dass kein Wärmeverlust im Cylinder eintritt, berechnete, fand man, dass die Maschine vom Typus 1 bei einem Aufwande von 100 Calorien 21 Calorien in mechanische Arbeit umwandelte, während bei dem Typus 2 von 100 Calorien 36 und vom Typus 3 von 100 Calorien 45 in mechanische Arbeit umgewandelt werden.

Der grosse Vorthail der Compression wurde klar dadurch erwiesen, dass der zuletzt erwähnte Maschinentypus durch die einfache Operation der Compression des Gasgemisches vor der Entzündung für dasselbe Gasconsum 2,1 mal so viel Arbeit lieferte als vorher. Die Compression macht es möglich, von den erhitzten Gasen eine grosse Arbeitsmenge bei geringer Kolbenbewegung zu erhalten, indem das kleinere Volumen einen um so stärkeren Druck abgibt, so dass die Arbeitsleistung sich auf mechanischem Wege besser ausnutzen lässt. Als man den grossen Unterschied, welcher zwischen den Typen 1 und 3 infolge des einfachen Unterschiedes im Kreislaufe der Operationen bei Vermeidung des Wärmeverlustes durch die Cylinderwände kennen lernte, da erhob sich die Frage, welche Maschine in der Praxis bei Abkühlung des Cylinders mit Wasser dieser Theorie am

nächsten kommen werde, und in welcher Maschine der geringste Wärmeverlust stattfinde. Indem man die beiden Maschinentypen bei gleicher Kolbenbewegung mit einander verglich, ergab sich, dass die Compressionsmaschine den Vorzug der niederen mittleren Temperatur besass und ein grösseres Arbeitsquantum abgab, ausserdem aber auch bei derselben die kleinere Cylinderfläche der Flamme ausgesetzt ist, woraus der geringere Wärmeverlust im Cylinder resultirt. Zieht man alle diese Umstände in Betracht, so ist es sicherlich keine Ueberschätzung des Vorzuges der Compressionsmaschine, wenn man die Behauptung aufstellt, dass dieselbe unter praktischen Bedingungen für einen gewissen Wärmeeaufwand ungefähr dreimal so viel Arbeit zu leisten vermag, als eine ohne Compression arbeitende Maschine.

Die Otto'sche Gasmaschine setzt ungefähr 18 Procent der erzeugten Wärme in Arbeit um; die ältere Hugon'sche Gasmaschine nur circa 4 Procent. Allmählich ist man von den direct ohne Compression wirkenden Gasmaschinen fast ganz abgekommen, weil der Gasverbrauch derselben im Vergleich zu den neueren Constructionen solcher Maschinen sehr hoch ist. Nur in solchen Fällen, wo Einfachheit und Billigkeit der Construction in erster Linie, der Gasverbrauch aber in zweiter Linie in Frage kommt, wird man zu der directen Wirkung, wie sie in den Explosionsmaschinen von Lenoir und Hugon zur Anwendung gekommen ist, zurückgreifen können. Es wird dies gerechtfertigt erscheinen, wenn es sich um nur sehr geringe Kraftleistungen handelt, die sich auf Bruchtheile einer Pferdekraft beschränken. In solchen Fällen ist z. B. der

Bisshop'sche Gasmotor zu empfehlen, welcher z. B. von der Pariser Firma Mignon & Rouart in drei Grössen von 3, 6 und 25 Meter-Kilogramm Leistung pro Secunde ($\frac{1}{25}$, $\frac{1}{12}$ und $\frac{1}{3}$ Pferdestärken) gebaut wird. In Frankreich soll dieser Motor für die Zwecke der Hausindustrie bereits eine grosse Verbreitung gefunden haben. In Deutschland wird der Bisshop'sche Gasmotor von der Firma Buss, Sombart & Comp. in Magdeburg-Friedrichstadt in modificirter, resp. verbesserter Construction gebaut.

Diese kleine verticale Gasmaschine arbeitet in der Weise, dass der Kolben aus seiner untersten Stellung durch die lebendige Kraft des auf der Kurbelwelle sitzenden Schwungrades emporgezogen wird und dabei das explosive Gasgemisch einsaugt. Nachdem der Kolben in dieser Weise etwa den dritten Theil seines Aufhubes zurückgelegt hat, erfolgt die Entzündung des Gasgemisches mittels einer Gasflamme durch ein in der Cylinderwand befindliches Loch, das mit einer Metallklappe versehen ist, die vom äusseren Luftdrucke geöffnet wird, sobald der Kolben bei seinem Aufgange dieses Loch passirt hat.

Die Wasserkühlung fällt bei diesem Motor weg, indem die äussere Cylinderwand mit weit hervorragenden dünnen Rippen versehen ist, welche durch rasche Wärmeabgabe die nöthige Abkühlung herbeiführen. Der obere Theil des Cylinders communicirt durch einige in der Wand befindliche Löcher mit der äusseren Luft, so dass dieselbe bei dem abwechselnden Spiele des Kolbens ungehindert aus- und eintreten kann.

Wenn nach einem Drittel der Kolbenerhebung die Entzündung des Gases erfolgt, so wird der Kolben durch

das rapid sich ausdehnende Gas bis an das obere Ende seines Schubes emporgetrieben und der Maschinenwelle ein Kraftmoment mitgetheilt. In diesen zwei Dritteln des Kolbenauftriebes erfolgt also die Arbeitsübertragung auf die Maschine, denn der nachfolgende Kolbenniedergang wird vom Schwungrade bewirkt, und ebenso das erste Drittel des Kolbenaufganges.

Nach den neuesten Preiscouranten der Firma Buss, Sombart & Comp. wird der Bisshop'sche Motor in den folgenden Stärken und Betriebsverhältnissen geliefert:

Anzahl der Pferdestärken	. . .	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1
Beste Umdrehungszahl	. . .	150	120	100	80	70
Gasverbrauch pro Stunde in Kbmt.		0,30	0,60	0,80	1,1	1,8
Preis complet und verpackt Mk.		300	400	600	800	1200

Die beiden grössten Nummern werden auch mit vollständiger Regulirung versehen.

Diese Motoren bedürfen hinsichtlich der Zündvorrichtung einiger Aufmerksamkeit und arbeiten mit einigem Geräusch, das aber nicht bedeutend ist. Im Vergleich zur Menschenkraft oder zu kleinen Wassermotoren, welche mit Wasserleitungswasser betrieben werden, arbeiten die kleineren Bisshop'schen Motoren ganz günstig.

Schöttler berechnet in seinem Buche »Die Gasmaschine« die Betriebskosten eines $\frac{1}{6}$ pferdigen Motors wie folgt: Der Motor kostet 600 Mk.; davon 15⁰/₀ auf 300 Arbeitstage vertheilt, ergibt für Verzinsung, Amortisation und Reparatur täglich 30 Pfg. Es werden stündlich verbrannt 750 Liter Gas; dieses wird mit Berücksichtigung eines von der Gasanstalt meist gewährten Rabattes 16 Pfg. pro Kubikmeter kosten; in 10 Arbeitsstunden kostet also der Gasconsum 120 Pfg. Wartung

ist fast gar nicht nöthig, Schmiermaterial wird höchstens für 50 Pfg. täglich verbraucht. Demnach kostet $\frac{1}{6}$ Pferdestärke in 10 Arbeitsstunden 2 Mk. oder stündlich 20 Pfg., während ein Arbeiter an der Kurbel ungefähr das Doppelte kostet.

Was nun die direct wirkenden Gasmaschinen mit Compression betrifft, so fallen bei diesen, infolge der vor der Entzündung stattfindenden Compression des brennbaren Gemisches, die Cylinderdimensionen kleiner aus, wie bei den ohne Compression arbeitenden Maschinen, und ferner ist auch die Sicherheit der Entzündung infolge der erhöhten Dichtigkeit und Spannung bei den erstgenannten Maschinen eine grössere, als die der letztgenannten; dies ist beides von Vortheil. Infolge der grösseren Kolben-Geschwindigkeit hat die Wärme weniger Zeit, durch die Cylinderwand zu entweichen, und infolge der langsameren Verbrennung wird die bei den anderen Systemen der Gasmaschinen durch die rasche Entzündung eintretende hohe Anfangstemperatur vermieden, wodurch abermals der Wärmeverlust durch die Cylinderwände vermindert wird.

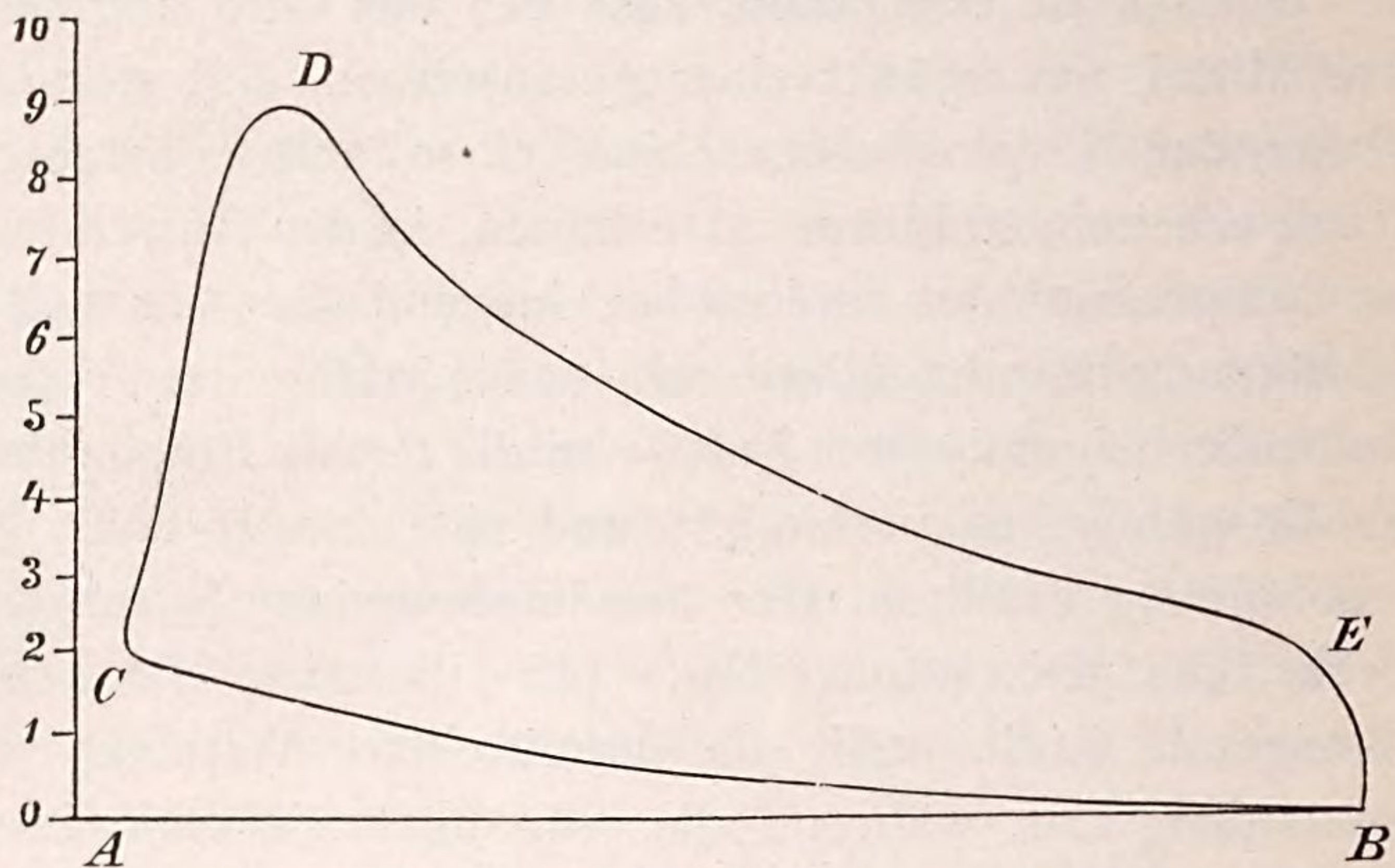
Der Otto'sche Gasmotor ist als eine sehr sinnreiche Construction zu bezeichnen. Derselbe ist einfach- oder halbwirkend, und der Cylinder wird abwechselnd als Compressionspumpe und als Arbeitscylinder benutzt. Wenn der Kolben sich zum ersten Male aus seiner hinteren Todtpunktstellung nach vorn bewegt, so saugt derselbe das explosive Gemisch an; bewegt sich dann der Kolben zum zweiten Male vorwärts, so erfolgt die Explosion und Expansion der Verbrennungsgase; kehrt der Kolben zum zweiten Male zurück, so treibt er die Verbrennungs-

gase aus dem Cylinder hinaus. Die Arbeitsperiode umfasst daher vier halbe Kolbenschübe oder zwei Umdrehungen der Kurbelwelle des Motors, und die eigentliche Arbeitsleistung findet nur während des dritten Theiles der Periode statt; während des ersten, zweiten und vierten Abschnittes der Periode wird ein Theil der durch die Gasverbrennung producirten Arbeit in der Maschine wiederum verbraucht, indem dabei die lebendige Kraft des Schwungrades zur Wirkung kommt.

Hieraus ist ersichtlich, dass das von Otto angewendete Mittel, um anstatt einer geräuschvoll und stossend arbeitenden Explosionsmaschine einen mit constantem Druck arbeitenden Motor zu erhalten, in der Anwendung der Compression des explosiblen Gasgemisches vor dessen Entzündung besteht. Hierdurch, sowie infolge der grossen Quantität beigemischter Luft wird die rapide Entzündung des Gasgemisches verhindert und eine länger dauernde Verbrennung erhalten. Der hierdurch erzielte Effect wird durch das Diagramm Fig. 115 illustriert. Die steil ansteigende Linie stellt die unmittelbare Wirkung der Entzündung dar, während die allmählich sinkende Linie der Expansionscurve einer Dampfmaschine entspricht. Dr. Slaby, Docent für Kleinkraftmaschinen an der königlichen Gewerbeakademie zu Berlin, erklärt in seinem vor trefflichen Vortrage über den Otto'schen Motor (vergl. Sitzungsbericht vom 4. Februar 1878 des Vereines zur Beförderung des Gewerbflusses) den Verlauf dieser Curve und die eigenthümliche Wirkungsweise dieser Maschine dadurch, dass infolge der oben geschilderten Arbeitsphasen eine Schichtung verschiedener Gasarten im Cylinder stattfindet, wodurch das brennbarste Gas-

gemisch sich zunächst der Entzündungsflamme befindet und daher zuerst zur Explosion kommt, worauf die Verbrennung sich allmählich durch die weniger gasreichen Schichten fortpflanzt. Immerhin ist aber dieser Process, wie auch die Curve andeutet, als eine continuirlich verlaufende Explosion aufzufassen, deren Dauer sich auf eine gewisse, an sich aber sehr kurze Zeit vertheilt, wie ja auch schon durch die hohe Tourenzahl der Maschine

Fig. 115.



bedingt ist. An und für sich ist dieses Princip der Arbeitsweise nicht neu, indem dasselbe auch bei anderen, älteren Gasmotoren zur Anwendung gekommen ist.

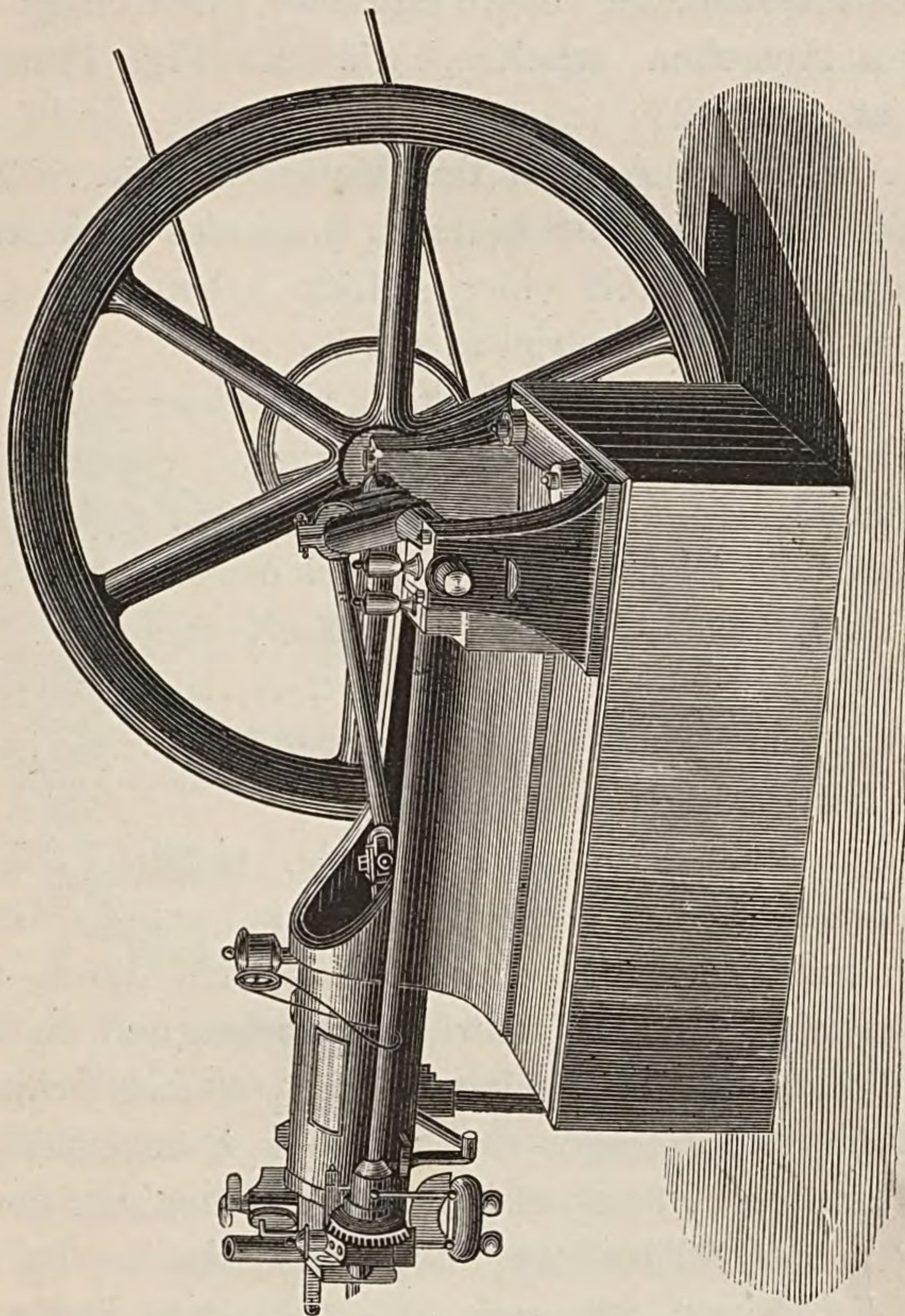
Mit Bezug auf das bei 170 Touren abgenommene Diagramm, Fig. 115, ist noch Folgendes zu erwähnen:

Beim ersten Vorwärtsschieben des Kolbens erfolgt das durch die Linie ausgedrückte Ansaugen, beim folgenden ersten Rückgange die Compression, hierauf beim zweiten Vorwärtsgange die Explosion, die Ex-

pansion und endlich beim zweiten Rückgange auf der Atmosphärenlinie die Ausströmung.

Hiernach ist die Maschine, da sie während zwei

Fig. 116.



Umdrehungen nur bei einem Kolbenschube arbeitet, eigentlich nur als halbwirkende zu bezeichnen.

Die rühmenswerthe Eigenthümlichkeit des Otto-schen Gasmotors liegt darin, dass die sämtlichen oben

geschilderten Arbeitsprocesse in einem Cylinder vor sich gehen, wodurch der Wärmeverlust möglichst verhütet wird. Nebenbei wird dadurch auch die Maschine bedeutend vereinfacht und durch ihre Anordnung ein gefälliges Aussehen erhalten, wie aus Fig. 116 ersichtlich ist.

Aus dieser Ansicht des Motors ergibt sich, dass der Steuerschieber am hinteren Ende des Cylinders quer vorliegt und mittels einer seitlich neben dem Cylinder gelagerten Welle betrieben wird.

Der Steuerschieber besteht aus einer durch Federn an seine Gleitfläche angedrückten Platte, welche bei einer Doppelumdrehung der Maschine nur ein Spiel ausführt, weshalb die dazu dienende Betriebswelle nur halb so viel Umdrehungen macht, wie die Kurbelwelle.

Fig. 117 stellt den horizontalen Längsdurchschnitt des Cylinders mit der Anfangsstellung des Schiebers beim Eintritt der Explosion dar.*)

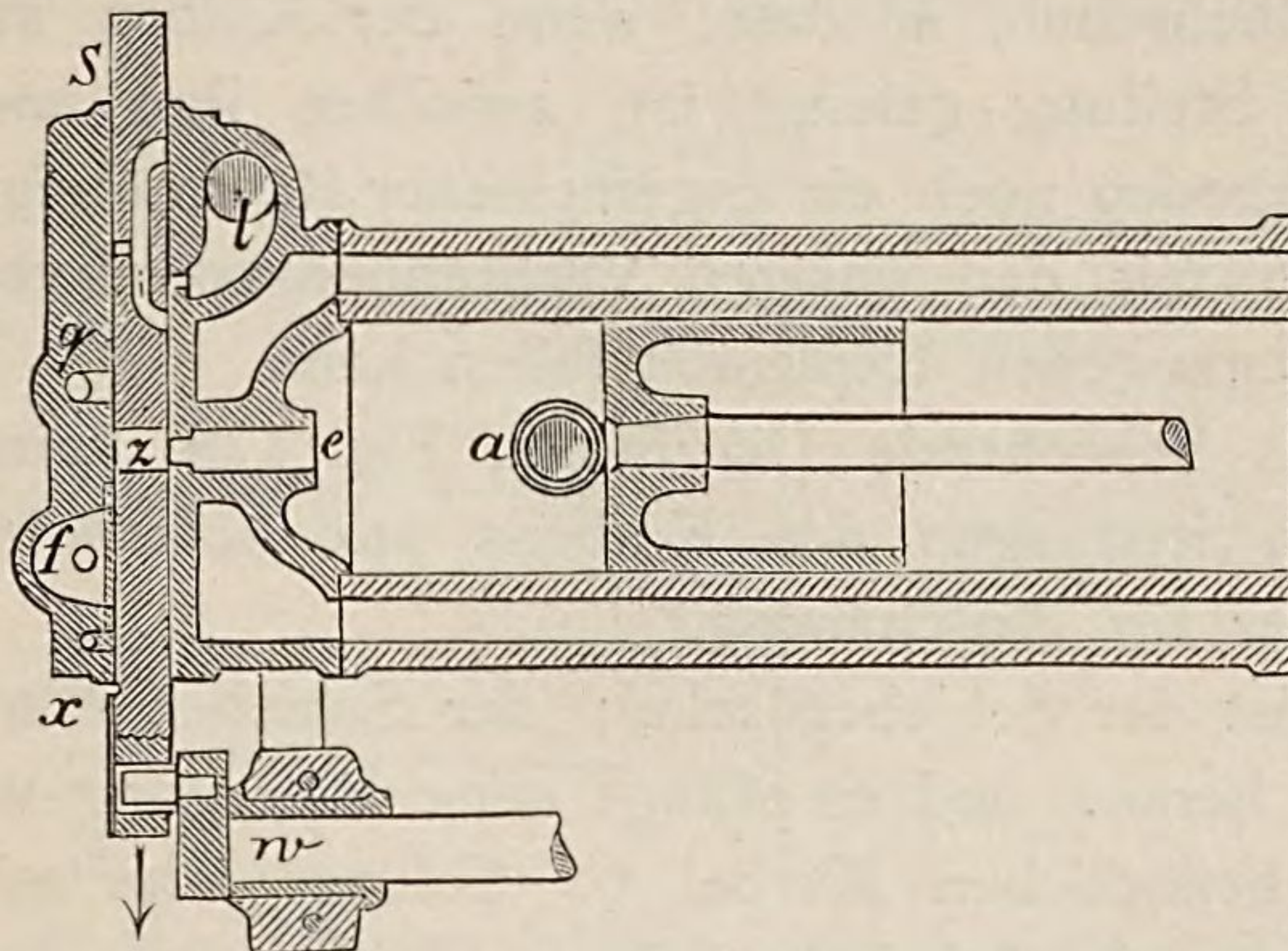
Der Kolben befindet sich im todten Punkte und die Kurbel der Steuerwelle w steht um 45 Grad vor ihrem todten Punkte. Der Kolben wird durch die Explosionswirkung nach auswärts getrieben und die Welle w macht dabei eine Viertelumdrehung, so dass beim Beginn des Kolbenrückganges der Schieber S abermals in der dargestellten Stellung sich befindet, dabei aber den Rückgang in der Pfeilrichtung begonnen hat.

Die Eintrittsöffnung e des Cylinders bleibt daher während des Rückganges verschlossen, dagegen wird das Ventil, welches die unterhalb befindliche Austritts-

*) Dingler's Polytechnisches Journal, Bd. 228, S. 204.

öffnung *a* verschliesst, durch einen Winkelhebel geöffnet, der an der auf Welle *w* sitzenden Kammscheibe anliegt. So gelangt der Kolben wieder in den inneren todtten Punkt, wobei nach geschlossenem Austrittsventil noch immer eine beträchtliche Menge heisser Gase im hinteren Theile des Cylinders zurückbleibt. Dabei ist der Schieber *S* weiter nach auswärts gerückt, bis endlich statt des Canales *z* der Canal *i* mit der Eintritts-

Fig. 117.



öffnung *e* in Verbindung getreten ist; gleichzeitig hat das andere Ende des Canales *i* die Verbindung mit dem Luftzuführungsrohre *l* eröffnet, so dass bei dem nun stattfindenden zweiten Kolbenvorschube Luft in den Cylinder eingesaugt wird. Beim halben Schube erreicht der Schieber seine äusserste Stellung und hat dabei auch den Canal *i* mit dem Gaszuführungschanale *g* in Verbindung gebracht, so dass in den Cylinder nun auch Gas einströmt. Es folgt endlich der zweite Kolbenrückgang, bei welchem wieder der Schieber entgegen der

Pfeilrichtung verschoben wird und rasch die Oeffnung e verschlossen hat; gleichzeitig hat sich der durch ein Röhrchen x mit Gas gefüllte Canal z an der ununterbrochen brennenden Flamme f entzündet, und kann somit, wenn Kolben und Schieber in die Anfangsstellung der Fig. 117 gelangt sind, das hinter dem Kolben verdichtete Gas- und Luftgemisch zur Entzündung gelangen und ein neues Spiel eingeleitet werden.

Der Cylinder der Maschine ist etwas länger als der Kolbenshub, so dass, wenn der Kolben in seine innerste Stellung gelangt ist, zwischen ihm und dem Cylinderboden noch ein angemessener Raum übrig bleibt, der sich mit den gasigen Verbrennungsproducten der vorhergegangenen Explosion füllen kann.

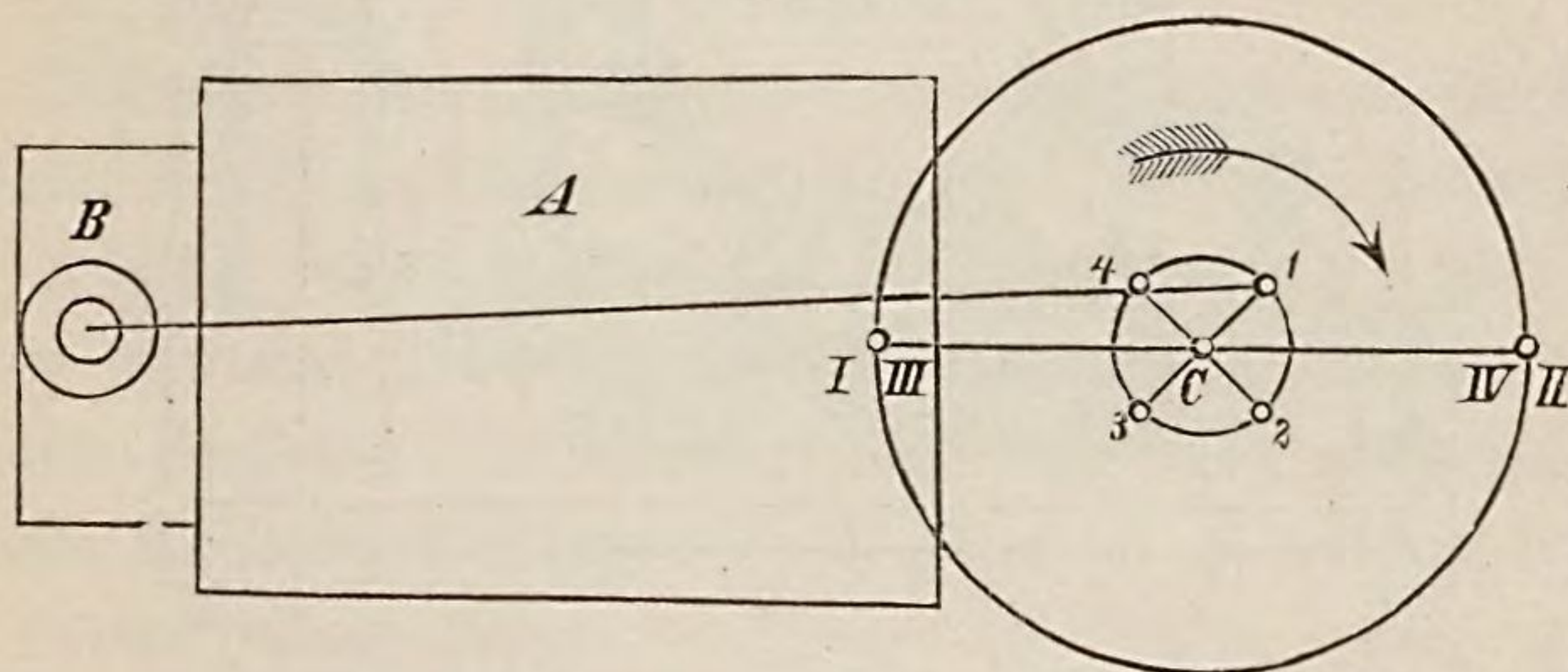
Das beistehende Diagramm, Fig. 118, bringt die relativen Stellungen des Kolbens und Schiebers noch deutlicher zur Anschauung.*)

A ist der Schieberdeckel; der Schieber B tritt zur Linken heraus und empfängt seine Bewegung von der rechts befindlichen Kurbel C . Schlägt man mit dem Halbmesser der Arbeitskurbel um C einen concentrischen Kreis, so erhält man in den Endpunkten des Durchmessers die den vier Perioden der Steuerung entsprechenden und mit I bis IV bezeichneten Kolbenstellungen. Während die Arbeitskurbel ihren Kreis zweimal durchläuft, beschreibt die Schieberkurbel den ihrigen nur einmal. Die Anfangsstellung der Schieberkurbel eilt der Kolbenkurbel ferner um 135 Grad vor, so dass also in den mit 1 bis 4 bezeichneten Punkten die den Kolben-

*) Dingler's Polytechnisches Journal, Bd. 230, S. 293.

stellungen *I* bis *IV* entsprechenden Stellungen der Schieberkurbel erhalten werden. Während der ersten Periode geht der Kolben nach vorn von *I* nach *II*, und die Schieberkurbel bewegt sich von 1 nach 2; der Schieber hat am Anfang und am Ende der ersten Periode dieselbe Stellung inne. Während dieses Zeitraumes hat die Füllung der Maschine stattzufinden. In der zweiten Periode geht der Kolben von *II* nach *III* zurück und bewirkt die Compression. Der Schieber hat auf dem Wege 2 bis 3 die Maschine geschlossen zu

Fig. 118.

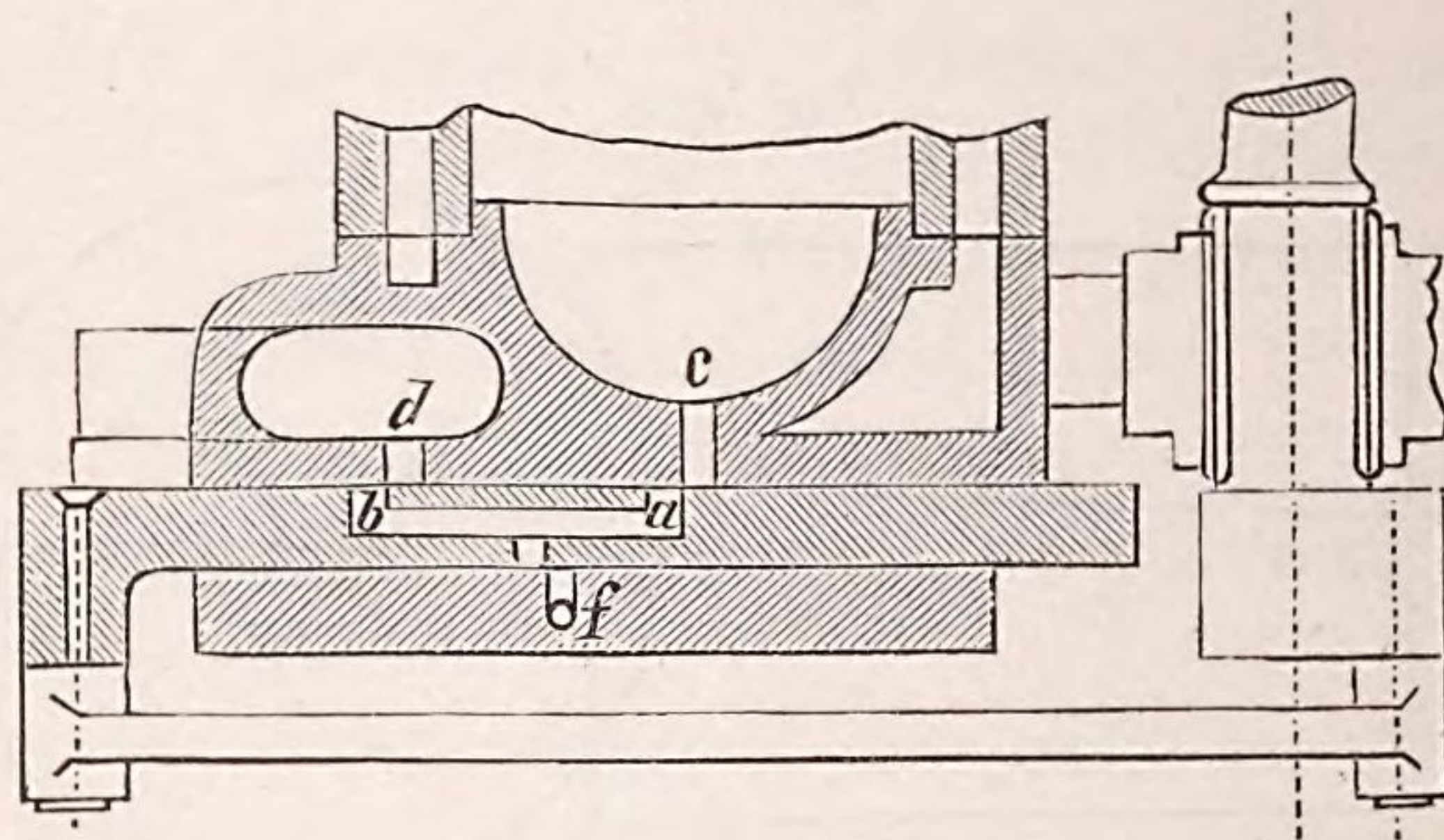


halten. Zu Anfang der dritten Periode, während welcher der Kolben wieder seinen Schub nach aussen von *III* bis *IV* zurücklegt, hat der Schieber die Zündung der Ladung zu bewerkstelligen. Dies geschieht in der Schieberkurbelstellung 3. Es ist zu beachten, dass der Schieber zu Anfang und zu Ende dieser Periode wieder dieselbe Stellung inne hat. Während der vierten Periode geht der Kolben zurück von *IV* nach *I*, und es erfolgt der Austritt der Verbrennungsgase bis auf den im hinteren Cylinderende zurückbleibenden Theil derselben. Da dies durch ein besonderes Ventil ohne Mitwirkung

des Schiebers geschieht, so hat dieser in der vierten Periode die Maschine geschlossen zu halten.

Fig. 119 zeigt im Horizontaldurchschnitt die Stellung des Schiebers zu Anfang der ersten Periode, und zwar nur diejenigen Durchbohrungen, welche während dieser Periode zur Wirkung kommen. Der Schieber hat eine muldenförmige Höhlung mit zwei Oeffnungen *a* und *b* auf seiner Innenseite. Bewegt sich der Schieber nach rechts, so communicirt *a* mit der Oeffnung *c* im Cylinder-

Fig. 119.



boden, und *b* mit dem Canale *d*, durch welchen atmosphärische Luft zugeführt wird.

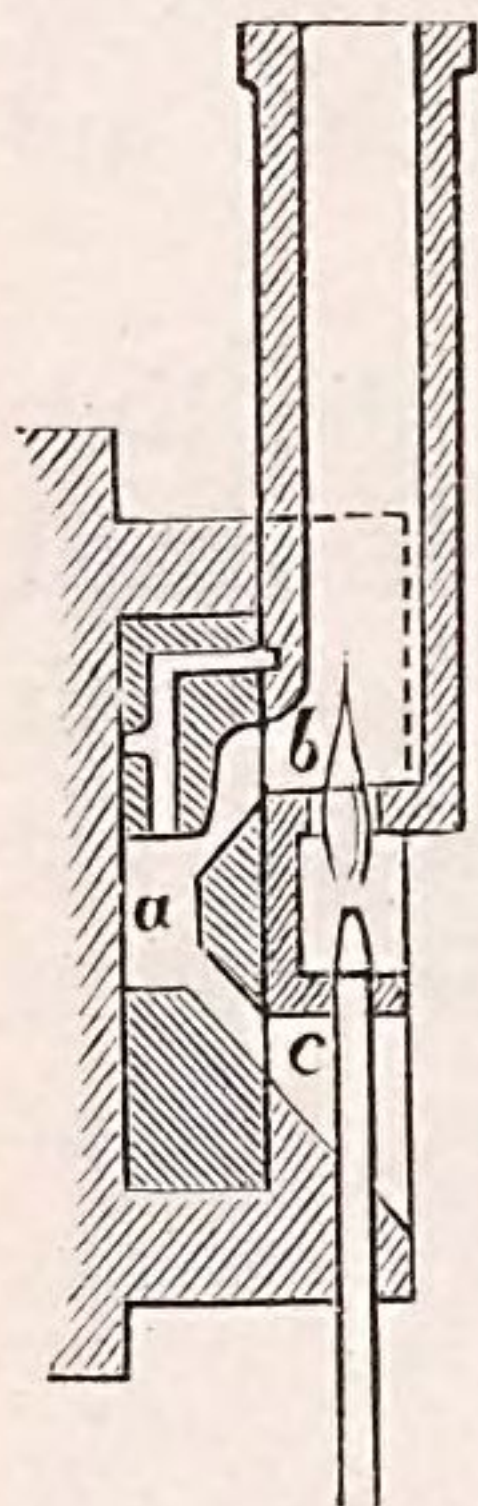
Während der ersten Periode werden also die Oeffnungen *c* und *d* in Verbindung gesetzt, und da der Kolben sich nach aussen bewegt, so wird während der ganzen Dauer seines Schubes atmosphärische Luft eingesogen. Die Mulde im Schieber ist aber ebenfalls mit einer Durchbohrung *e* versehen, die nach aussen geht und welche bei der gedachten Bewegung mit einer Oeffnung *f* des Schieberdeckels communicirt. Diese Oeffnung *f* steht in Verbindung mit einer senkrechten Durchbohrung des Deckels, in welche die Gaszuleitungsröhre einmündet, so

dass während der Bewegung des Schiebers von 1 nach 2 auch das nöthige Gasquantum eingesogen wird. Die Luftzuführung findet während der ganzen Dauer der Periode statt, das Gas tritt jedoch nur während des letzten Theiles derselben in den Cylinder. Zu diesem Zwecke ist in der Gasleitung ein Ventil eingeschaltet, welches in der oben beschriebenen Weise während des letzten Theiles der Periode offen gehalten wird. Die Durchbohrung im Rücken des Schiebers besteht nicht in einem Schlitz, sondern in einer Reihe kleiner Löcher, so dass das Gas in seiner Vertheilung mit der Luft zusammen trifft und sich mit derselben innig vermischt.

Während der Compressionsperiode erfolgt die Entstehung der Vermittelungsflamme und am Ende derselben die Zündung. Unmittelbar vor der letzteren ist noch ein dritter Moment als eben so wichtig hervorzuheben. Da nämlich die Luft des Cylinders sich am Ende der zweiten Periode in starker Compression befindet, so würde, wenn die Vermittelungsflamme, deren Gase nur unter atmosphärischem Drucke stehen, vor die Cylinderöffnung kommt, der Eintritt derselben in den Cylinder sehr erschwert sein. Otto hat deshalb eine besondere Einrichtung getroffen. Kurz vor der Zündung wird nämlich das brennende Gas der Vermittelungsflamme mit einer feinen Durchbohrung des Cylinderbodens in Communication gesetzt und seine Spannung mit der im Cylinder herrschenden ins Gleichgewicht gebracht. Hiernach sind die drei kurz vor der Schieberstellung zu beachtenden Momente: 1. Entstehung der Vermittelungsflamme; 2. Herstellung des Gleichgewichtes der Spannungen und 3. Zündung.

Fig. 120 zeigt zunächst die Entstehung der Vermittlungsflamme in einem Normalschnitt durch den Schieber und seinen Deckel. Der Schieber hat eine gabelförmige Höhlung *a*, welche in zwei Oeffnungen auf der Aussenseite desselben mündet, aber auch nach innen sich öffnet. Ausserdem communicirt damit eine enge Durchbohrung in senkrechter Richtung, von welcher nach links und rechts je ein kleiner Canal sich abzweigt. Der

Fig. 120.



Schieberdeckel hat an dieser Stelle zwei schlitzförmige Oeffnungen *b* und *c*, welche mit den vorher erwähnten Oeffnungen des Schiebers sich decken. Vor der oberen Oeffnung brennt in einem kleinen Schornstein eine Stichflamme, welche die Entzündung der Vermittlungsflamme zu bewerkstelligen hat. Wird angenommen, dass sich der Hohlraum im Schieber mit Gas angefüllt habe, so wird, da durch *c* Luft in genügender Quantität zutreten kann, die Zündung dieses Gemisches an der brennenden Flamme erfolgen. Die Zuführung des Gases für diesen

Zweck geschieht nun durch den rechts abzweigenden kleinen Canal. Dieser deckt sich nämlich in der gezeichneten Stellung mit einer länglichen, in der Schubrichtung laufenden grubenartigen Vertiefung des Schieberdeckels, welche mit einem senkrecht durch letzteren führenden Gasrohre communicirt.

Sobald die Zündung der Vermittlungsflamme erfolgt ist, wird die Verbindung der Höhlung *a* mit den Oeffnungen des Schieberdeckels wieder unterbrochen und es tritt der zweite Moment ein: die Ausgleichung der Span-

nungen. Fig. 121 zeigt diesen Moment zugleich mit dem unmittelbar darauf folgenden: der Zündung. Der nach links sich abzweigende Canal des Schiebers tritt vor eine kleine Durchbohrung d des Cylinders, theilt sich hierdurch dem Hohlraume des Schiebers mit, die Vermittelungsflamme wird comprimirt, und da im Augenblick die Oeffnung a mit der Eintrittsöffnung e im Cylinder communicirt, so kann die Flamme ohne Widerstand in diesen hineinschlagen und die Entzündung der Ladung (oder richtiger: eines am Cylinder liegenden Theiles der

Fig. 121.

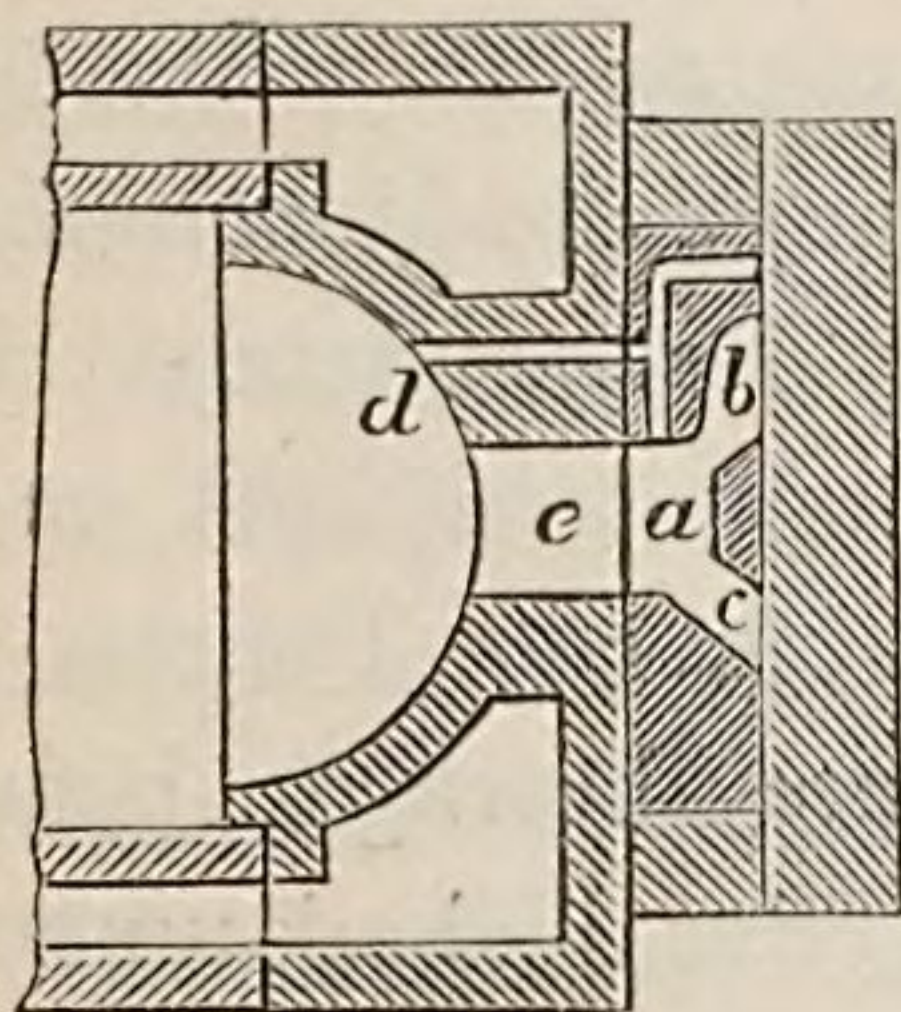
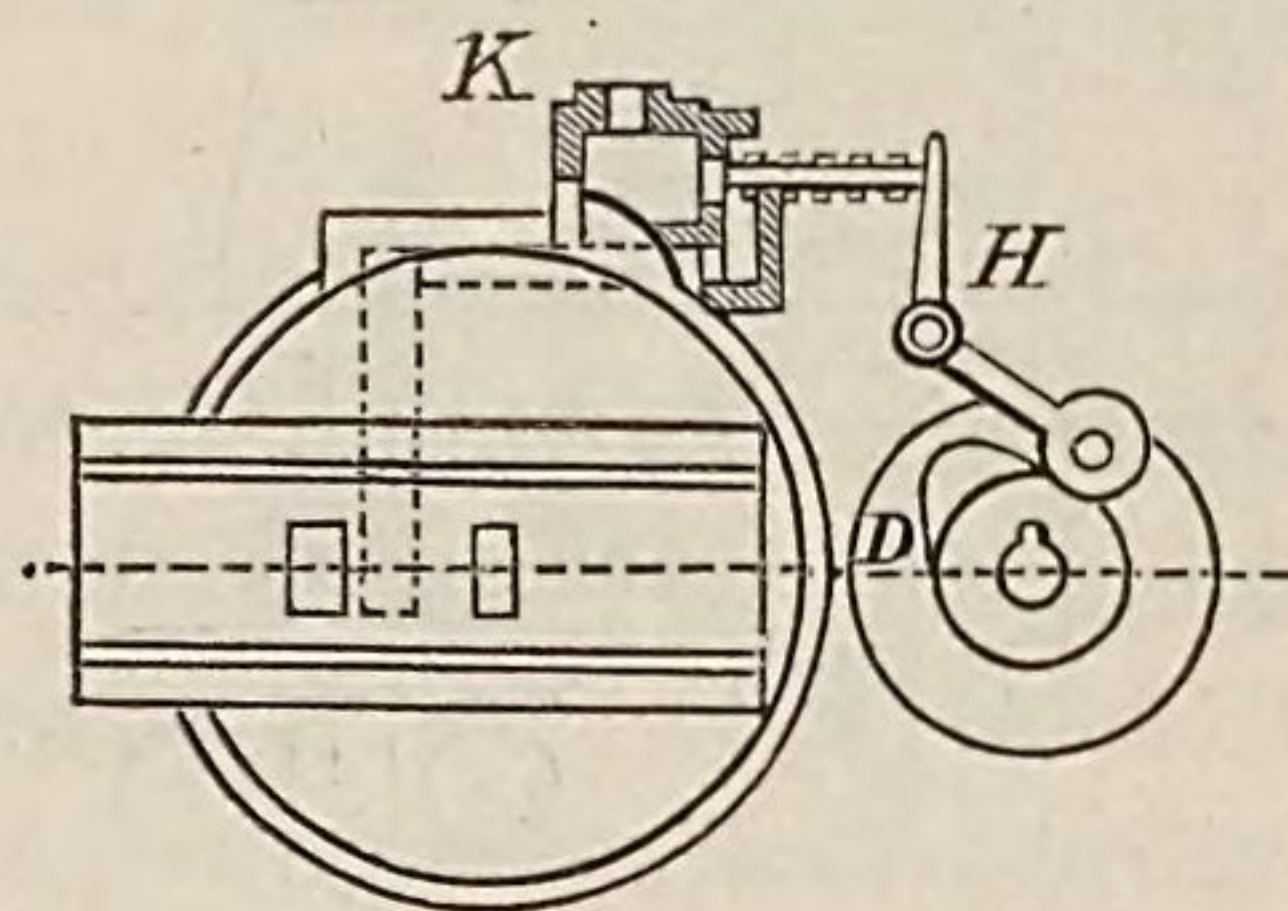


Fig. 122.

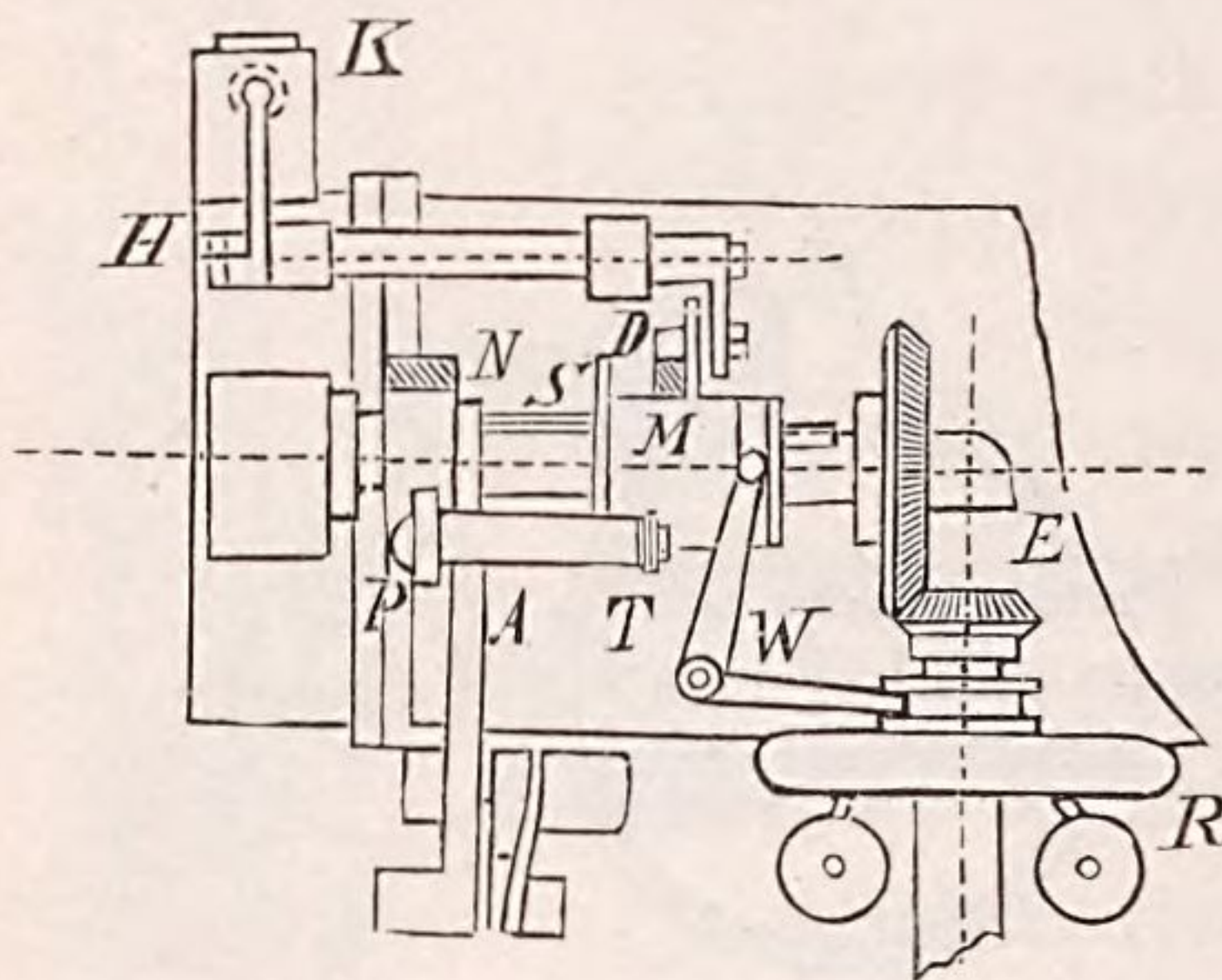


Ladung) bewirken. In der dritten Periode findet die weitere successive Verbrennung der in Schichten gelagerten Ladung und demgemäss eine allmähliche Expansion statt.

Von hervorragendem Einfluss auf die Steuerung ist das oben erwähnte Ventil, welches gleichzeitig auch die Regulirung der Maschine bewirkt. In die Gaszuführung, welche das zur Füllung nöthige Gas liefert und welche, wie gezeigt, in den Deckel des Schiebers mündet, ist eine Kammer K (Fig. 122) eingeschaltet, in welcher ein Kegelventil die Communication mit dem Schieber offen

halten oder unterbrechen kann. Das Ventil ist durch eine Spiralfeder geschlossen, kann aber durch einen Hebel *H*, der gegen die Ventilstange stösst, geöffnet werden. Die Oeffnung erfolgt, sobald der Hebendaumen *D*, der mit der Steuerwelle *E* rotirt, gegen eine Rolle am anderen Hebelende stösst. Der Hebendaumen selbst ist von wenig grösserer Breite als die Rolle und sitzt auf einer Muffe *M*, die gezwungen ist, mit der Steuerwelle zu rotiren, in der Längsrichtung aber auf derselben

Fig. 123.



verschoben werden kann. Diese Verschiebung erfolgt durch einen kleinen Regulator *R* (Fig. 123). So lange die Maschine mit der festgesetzten Umdrehungszahl läuft, welche 160 bis 180 Touren pro Minute beträgt, befindet sich der Hebendaumen in solcher Lage, dass er bei

jeder Umdrehung der Steuerwelle, also bei jeder zweiten Umdrehung der Hauptwelle, gegen die Rolle des Ventilhebels stösst und das Ventil für eine festgesetzte Zeit regelmässig öffnet, so dass die Füllung der Maschine in der beschriebenen Weise stattfindet. Läuft die Maschine zu schnell, so hebt der Regulator seine Halsmuffe, und damit auch den darin eingreifenden Winkelhebel *W* und rückt den Hebendaumen nach links; die Rolle wird also nicht gehoben, mithin auch keine frische Gasladung in den Cylinder geschickt. Die Ladung unterbleibt so lange, bis die Umdrehungs-Geschwindigkeit der Maschine wieder

die normale Tourenzahl erlangt hat. Sollte aber die Maschine infolge eintretender Ueberbürdung zum Stillstand kommen, so rückt der Hebendaumen auf die andere Seite der Rolle, das Ventil bleibt geschlossen, und es kann kein unnützes Entweichen von Gas stattfinden. Hiernach ist klar, dass die Füllung der Maschine mit Gas immer in derselben Stärke erfolgt, da der Hebendaumen dem Ventil entweder eine volle Ladung oder gar keine erlaubt. Der Gang der Maschine wird demnach durch die Anzahl der Gasladungen regulirt, die entweder hinter einander oder in Intervallen erfolgen, je nachdem die von der Maschine zu leistende Arbeit es verlangt, während die Umdrehungszahl nahezu constant erhalten bleibt.

Das Austrittsventil wird durch einen Hebel *A* geöffnet, wenn der auf der Muffe *N* sitzende Hebendaumen denselben niederdrückt. Damit die Ladung des Cylinders immer dieselbe Zusammensetzung hat, auch dann, wenn die Speisung eine Zeit lang unterbrochen worden ist, befindet sich auf der Muffe *M*, welche vom Regulator verschoben wird, ein Ring *S*, welcher, wenn die Maschine mit übernormaler Geschwindigkeit arbeitet, gegen die Rolle *T* stösst und damit das Austrittsventil offen hält. Während der Speiseperiode werden hierdurch die soeben aus der Maschine gestossenen heissen Verbrennungsgase wieder in den Cylinder eingesogen, und zwar in grösserem Masse, als die atmosphärische Luft, weil der Querschnitt des Luftcanals bedeutend kleiner ist, als derjenige des Austrittsventils. Durch dieses Wiedereinsaugen der heissen Verbrennungsproducte anstatt der kühlenden Luft soll die Oekonomie der Maschine befördert werden.

Eine andere Vorrichtung bezweckt eine Erleichterung beim Anlassen des Motors. Da das Schwungrad hierbei mit der Hand in möglichst rasche Umdrehung versetzt werden muss, so ist zur Ueberwindung der Compressionsperiode eine ansehnliche Arbeit aufzuwenden. Auf der Muffe *N* ist deshalb noch ein zweiter Hebendaumen *P* angebracht, der weniger breit als der für Regulirung des Austritts dienende Hebendaumen ist, so dass derselbe in der gezeichneten Stellung (Fig. 123) nicht auf den Hebel *A* wirken kann. Soll die Maschine in Gang gesetzt werden, so wird die Muffe *N* auf der Steuerwelle nach rechts geschoben. Der Hebendaumen *P* kommt mit der Rolle des Hebels *A* in Eingriff und öffnet das Austrittsventil während der Compressionsperiode, so dass ein Theil der Gase wieder austreten kann.

Der Gasverbrauch des Otto'schen Gasmotors beträgt bei den kleinsten Leistungen etwa 1,5, bei den grösseren etwa 1 Kb.-Mtr. pro Stunde und Pferdestärke.

V.

Regulatoren.

Die zur Bewegungsregulirung der Motoren bestimmten Apparate werden als statische und astatische Regulatoren unterschieden, gleichviel ob dieselben Centrifugalregulatoren sind, oder auf irgend eine andere Weise durch die veränderte Umdrehungs-Geschwindigkeit des Motors angeregt werden. Als Unterscheidungsgrund gilt

dabei, dass den statischen Regulatoren für jede Stellung je eine besondere Gleichgewichts-Geschwindigkeit zukommt, für die astatischen Regulatoren dagegen in allen Stellungen ein- und dieselbe Gleichgewichts-Geschwindigkeit erforderlich ist.

Diese Eintheilung bezieht sich indessen blos auf den Geschwindigkeitsmesser (Tachometer), welcher nur den einen Haupttheil des als Regulator bezeichneten Apparates bildet; den zweiten Haupttheil repräsentirt das Stellzeug, welches den Zweck hat, nach Massgabe des Geschwindigkeitsmessers die Wiederherstellung der normalen Tourenzahl zu veranlassen. Erst durch das Zusammenwirken dieser beiden Theile des Mechanismus findet die Regulirung statt. Die Wirkungsweise des Regulators ist von der Combination dieser beiden Theile abhängig, und nur von diesem Gesichtspunkte aus ist eine rationelle Eintheilung der Regulatoren möglich. *)

Man hat nämlich zu unterscheiden, ob das Stellzeug seine Bewegung ausschliesslich vom Geschwindigkeitsmesser empfängt, oder ob der letztere nur dazu dient, die Bewegung des Stellzeuges einzuleiten, während dasselbe seinen Betrieb von einer Kraftquelle ausserhalb des Geschwindigkeitsmessers erhält. Im ersteren Falle heisst der Regulator direct wirkend, im letzteren Falle indirect wirkend.

Die Verbindung zwischen Geschwindigkeitsmesser und Stellzeug, ohne Berücksichtigung der directen und indirecten Wirkungsweise, kann ferner entweder continuirlich oder intermittirend sein. Im ersteren Falle bedingt

*) Müller-Melchior, in Dingler's Polytechnischem Journale Bd. 222, S. 505.

jede durch eine Abweichung von der normalen Geschwindigkeit hervorgerufene Bewegung des Geschwindigkeitsmessers eine entsprechende Einwirkung des Stellzeuges auf den zu regulirenden Motor; bei intermittirenden Regulatoren dagegen ist die Verbindung zwischen Geschwindigkeitsmesser und Stellzeug zeitweis gelöst, so dass letzteres nicht im Stande ist, die Bewegungen des ersteren ununterbrochen zu übertragen. Dies alles bezieht sich jedoch nur auf die statischen Regulatoren, indem die astatischen Regulatoren nur als direct continuirlich wirkend herzustellen sind, weil in anderer Combination deren charakteristische Eigenthümlichkeit nicht zur Wirkung kommt.

Die Aufgabe, die Geschwindigkeit solcher Motoren, die bald grössere, bald kleinere Widerstände zu überwinden haben, constant zu erhalten, ist nur schwierig zu lösen. Als bester Beweis dafür ist die ausserordentlich grosse Zahl verschiedener Regulirapparate aufzuführen, welche zu diesem Zwecke schon construirt worden sind.

Die Erhaltung der gleichmässigen Geschwindigkeit eines Motors ist nur dann möglich, wenn die Bewegkräfte den Widerständen genau proportional sind. Das Charakteristische der Regulatoren, mag deren Construction sein welche sie will, besteht darin, dass die Stellung der Schwungkugeln, welche durch Geschwindigkeits-Schwankungen verändert wird, auf irgend welche Weise eine entsprechende Veränderung in der Geschwindigkeit des Motors bewirkt. Diese Wirkung ist also nicht die directe Folge der Zu- oder Abnahme des Widerstandes, sondern sie wird vielmehr erst in indirecter

Weise durch die hervorgerufene Geschwindigkeitsveränderung bewirkt. Mithin vermag der Regulator erst dann auf den Motor einzuwirken, wenn schon ein Theil des vorhandenen Kraftüberschusses in Beschleunigung oder ein Theil des Lastüberschusses in Verzögerung der bewegten Massen zur Aeusserung gekommen ist. Die Constanterhaltung der Geschwindigkeit eines ungleich belasteten Motors durch einen von demselben bewegten Regulator ist daher überhaupt unmöglich.

Es bleibt daher nichts übrig, als sich mit der Erhaltung einer nahezu constanten Geschwindigkeit zu begnügen, und in der That leisten die besten Regulatoren nichts weiter als dies.

Man betrachtet z. B. die Wirkung des gewöhnlichen Watt'schen Centrifugalpendels, welches direct mit dem Stellzeug und der Maschine verbunden ist. Ein solcher statischer Regulator lässt eine bedeutende Geschwindigkeitsveränderung zu; denn da in dem höchsten Punkte der Kugelstellung minimale und in dem tiefsten Punkte maximale Bewegkraft vorhanden ist, so wächst die Geschwindigkeit mit dem Steigen der Schwungkugeln bis zur maximalen Höhe, wenn der Widerstand, gegen welchen der Motor arbeitet, ein Minimum geworden ist. Dieselbe Abweichung findet in umgekehrter Richtung statt, wenn der Widerstand bis zu einem Maximum herangewachsen ist.

Die Geschwindigkeit der Maschine hängt also bei Anwendung dieser Regulatoren ganz von der Belastung ab; sie stellt sich grösser heraus, wenn der Widerstand kleiner, und umgekehrt kleiner, wenn der Widerstand grösser als unter normalen Verhältnissen ist.

Die Regulirung durch einen direct continuirlich wirkenden statischen Regulator ist daher als unvollkommen zu bezeichnen, weil dabei die normale Geschwindigkeit keineswegs eingehalten werden kann, und bei jeder Aenderung des Widerstandes nach einer Anzahl auf- und absteigender Schwingungen eine neue Geschwindigkeit v_1 herbeigeführt wird. Je mehr sich der Regulator einem astatischen nähert, was durch die Anwendung gekreuzter Arme oder ein Gegengewicht bewirkt werden kann, desto geringer ist zwar die Differenz zwischen der normalen Geschwindigkeit v_0 und der neuen Geschwindigkeit v_1 , desto grösser sind aber die Schwankungen, mit denen der Regulator von der einen zur anderen Geschwindigkeit übergeht, so dass derselbe unter Umständen gar nicht mehr zur Ruhe kommt, wie dies vom Professor Ludwig Kargl in Zürich seiner Zeit nachgewiesen worden ist. Da diese Schwankungen schädlicher sind als eine geringe dauernde Abweichung, so sind die astatischen und direct continuirlich wirkenden statischen Regulatoren zu verwerfen.

Was die direct intermittirend wirkenden Regulatoren anbelangt, so wird bei denselben nach Ueberschreitung einer gewissen Maximal-Geschwindigkeit, in welche der Regulator infolge des Anwachsens der Geschwindigkeit der Maschine versetzt wird, die Verbindung zwischen Geschwindigkeitsmesser und Stellzeug ausgelöst und dadurch ein neuer, etwas unterhalb jener Maximal-Geschwindigkeit liegender Beharrungszustand herbeigeführt.

Hierdurch und mit Berücksichtigung aller Nebenumstände wird bewirkt, dass die direct intermitti-

renden Regulatoren stets zu wenig reguliren und also gleichfalls unvollkommen sind.

Ein indirect continuirlich wirkender Regulator stellt stets, wenn er überhaupt zur Ruhe kommt, auf die normale Geschwindigkeit ein; diese Wiederherstellung der normalen Geschwindigkeit erfolgt aber im günstigsten Falle nur langsam, und der Regulator muss einen grossen Ausschlag, verbunden mit grosser Bewegung der Regulatorhülse, und eine hohe Maximal-Geschwindigkeit gestatten.

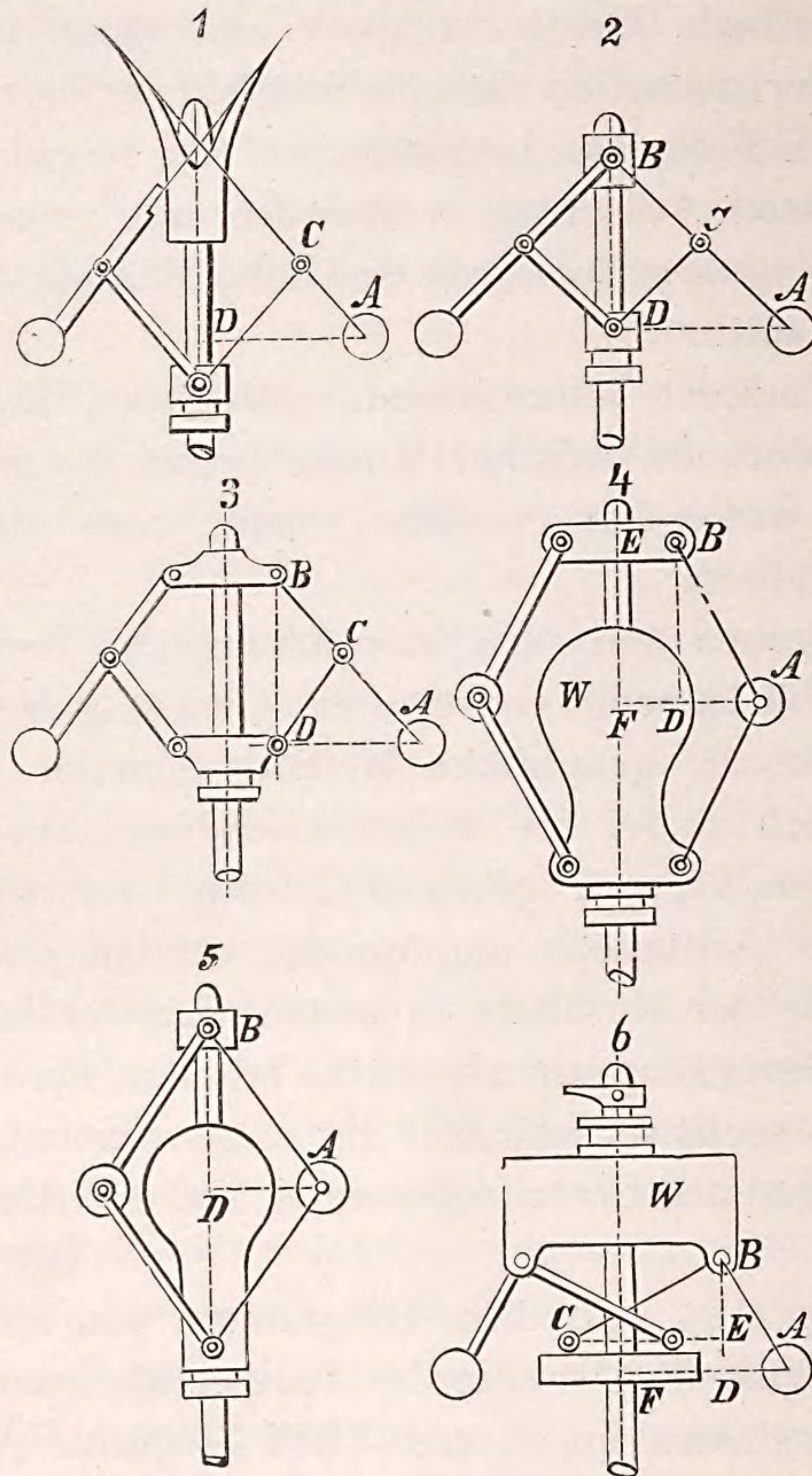
Die indirect intermittirend wirkenden Regulatoren trifft der Vorwurf, welcher bereits gegen die direct intermittirend wirkenden erhoben wurde, dass sie stets zu wenig reguliren.

Wir gehen nun zur Untersuchung und Vergleichung der verschiedenartig construirten Centrifugalregulatoren über, wobei die graphische Methode benutzt wird. Es handelt sich dabei im wesentlichen nur um die Auffindung der Längen gewisser Linien, auf welche die Regeln der Arithmetik angewendet werden, und um die Darstellung der Resultate in einem übersichtlichen Diagramm. Dieses Diagramm macht es möglich, die umstehend illustirten sechs verschiedenartig angeordneten als Regulatoren benutzten Centrifugalpendel mit einander zu vergleichen.

In Fig. 124 sind diese Diagramme von sechs Regulatoren dargestellt. Der unter Nr. 1 abgebildete parabolische Regulator, dessen im oberen Theil biegsame Arme sich bei der Schwingung der Kugeln an parabolisch gekrümmte Bahnen anlegen, ist vollständig isochron oder astatisch, indem seine in Parabelbogen schwingenden Kugeln in

jeder beliebigen Höhe und bei jeder beliebigen Umdrehungszahl, ohne die Neigung zum Steigen oder Fallen in ihrer

Fig. 124.



Lage verharren, d. h. im Gleichgewicht zwischen Schwer- und Centrifugalkraft sich befinden.

In der praktischen Anwendung schwanken solche Regulatoren infolge des Beharrungsvermögens der Schwungkugeln fortwährend auf und nieder, so dass die damit verbundenen Motoren sich stets zwischen ihren beiden Geschwindigkeitsgrenzen bewegen und nie zu einer streng gleichmässigen Umdrehungszahl gelangen.

Nr. 2 illustriert den einfachen Watt'schen Regulator in einer seiner Thätigkeit entsprechenden Stellung. Die Schwerkraft sucht die Kugeln direct niederwärts zu ziehen, während die Centrifugalkraft oder Fliehkraft dieselben in die Höhe treibt. Bei jeder beliebigen Stellung des Regulators, in welcher derselbe keine Veränderung in der Lage seiner Kugeln anstrebt, befinden sich die beiden Kraftwirkungen im Gleichgewicht. Die Niederwärtsbewegung der Kugel A , deren Arm seinen Drehpunkt bei B hat, ist genau dieselbe, als wenn der Drehpunkt sich bei D senkrecht unter B befände und die Kugel sich in demselben Kreisbogen bewegte. Man kann also sich denken, die Kugel sei in jeder beliebigen Stellung auf einem horizontalen Hebelarme DA verschiebbar angebracht und wirke an demselben durch ihr Gewicht niederwärts ziehend. In ähnlicher Weise kann man die nach auswärts treibende Centrifugalkraft sich an dem mit der Stellung der Kugel in seiner Länge veränderlichen verticalen Hebelarme BD angebracht denken. Man hat also im Falle des Gleichgewichtes die beiden statischen Momente:

Kugelgewicht mal Hebelarm DA und

Centrifugalkraft mal Hebelarm BD

einander gleich zu setzen, wobei man die Horizontal-

und Verticalbewegungen als sehr klein und als Componenten der wirklichen Bewegung anzusehen hat.

Nun ist aber die Centrifugalkraft von der Kugel A :

$$= F \frac{G}{g} w^2 \cdot A D,$$

d. h. gleich dem Kugelgewicht G dividirt durch die Beschleunigung des freien Falles ($9_{,81}$ Mtr.), multiplicirt mit dem Quadrat der Winkel-Geschwindigkeit w und der Entfernung $A D$ des Kugelmittelpunktes von der Rotationsaxe. Das andere Moment ist $G \cdot A D$. Setzt man nun beide Momente gleich, so hat man:

$$G \cdot A D = F \cdot D B$$

$$\text{oder } G \cdot A D = \frac{G}{g} w^2 A D \cdot D B$$

folglich:

$$\frac{w^2}{g} = \frac{1}{B D}$$

Die Winkel-Geschwindigkeit w ist proportional der Umdrehungszahl pro Secunde und wird aus dieser Umdrehungszahl durch Division mit 2π erhalten. Diese Division ist jedoch für unseren Zweck nicht nöthig, indem die proportionalen Werthe der Umdrehungszahlen genügend sind für Fragen, welche den Isochronismus, d. i. die Eigenschaft der Astasie der Regulatoren in Vergleich stellen.

Bezüglich der in Nr. 3 illustirten Regulatorconstruction sind die Momente ähnlich zu nehmen, wie in Nr. 1, und man hat daher

$$G \cdot A D = F \cdot B D$$

oder, indem man beachtet, dass F proportional der Entfernung der Kugeln von der Axe ist:

$$\frac{w^2}{g} = \frac{A D}{B D \cdot A F}.$$

Bis jetzt haben wir nur die Wirkung der Schwerkraft auf die Kugeln in Rücksicht gezogen, aber bei manchen Regulator-Anordnungen sind Gegengewichte angebracht, wie dies in Nr. 4 (Fig. 124) ersichtlich ist.

Nr. 4 zeigt den bekannten Porter'schen Regulator. Bei der Art und Weise, in welcher das Gegengewicht W hier angeordnet ist, beträgt dessen Steigen und Fallen das Doppelte des Steigens und Fallens der Kugeln A . Da nun das Gewicht jeder der beiden Kugeln A gleich G ist und bei der Bewegung des Systems das Gegengewicht W sich um die doppelte Fallhöhe der Kugeln senkt, also auch einer doppelt so grossen Wirkung der Schwerkraft unterliegt, wie die Kugeln, so ist die Wirkung der Schwerkraft, durch welche die Kugeln niedergezogen werden, gleich $2 W + G$ zu setzen. Nimmt man nun die Momente mit Bezug auf den Drehpunkt B , so ergibt sich:

$$(2 W + G) \cdot A D = F \cdot B D \text{ oder}$$

$$\frac{w^2}{g} = \left(\frac{2 W}{G} + 1 \right) \frac{A D}{A F \cdot B D}.$$

Für Nr. 5 findet dasselbe statt, nur wird hier statt $A F$ die Entfernung $A D$ eingesetzt.

Wenn in Nr. 2 und 3 ähnliche Belastungen durch Gegengewichte bei D vorhanden wären, so würde das Gewicht mit den Kugeln steigen und fallen, und man hätte in dem letzten Ausdrucke für die Winkel-Geschwindigkeiten $2 W = W^1$ zu setzen, weil bei diesen Anordnungen die Fallhöhe für Kugeln und Gegengewicht gleich ist.

Für die Anordnung Nr. 2 und 3 mit einem Gegengewichte W^1 bei D würden demnach die Gleichungen sein:

Für Nr. 2:

$$\frac{w^2}{g} = \frac{W^1 + G}{G} \cdot \frac{1}{B D}$$

Für Nr. 3:

$$\frac{w^2}{g} = \frac{W^1 + G}{G} \cdot \frac{A D}{B D \cdot A F}.$$

Bei der in Nr. 6 illustrierten Anordnung bilden AB und BC ein steifes, bei B ein angezapftes Stück, d. h. einen Winkelhebel, der am kurzen Arme die Kugel A trägt und am langen Arme mit einer Frictionsrolle C versehen ist. Diese Frictionsrollen laufen auf einer fest mit der Regulatoraxe verbundenen Schiene. Die Drehpunkte B der winkelhebelartigen Kugelarme befinden sich im Gegengewichte W , welches frei auf der Regulatoraxe gleitet, aber durch eine Art Mitnehmer oder in sonst geeigneter Weise gezwungen ist, an deren Umdrehung theilzunehmen. Wenn die Kugeln A sich auswärts bewegen, so laufen die Frictionsrollen C nach innen und drücken durch ihre Arme das Gegengewicht W nach oben.

Nun ist das in den Punkten C auf der Führungsschiene aufruhende Gewicht zusammengesetzt aus dem Kugelgewichte und dem Gegengewichte W , so dass das Moment mit Bezug auf den Drehpunkt B sich zusammensetzt aus der Reaction $W + G$, welche in C aufwärts wirkt, ferner wirkt das Gewicht G in A niederwärts und die Centrifugalkraft bei A horizontal; man hat daher die Momentengleichung:

$$(W + G) \cdot CE + G \cdot AD = F \cdot BD,$$

$$\text{oder, da } F = \frac{G}{g} w^2 \cdot A F \text{ ist,}$$

$$\frac{w^2}{g} = \frac{\left(\frac{W}{G} + 1\right) C E + A D}{A F \cdot B D}$$

Diese Gleichungen genügen für die Mehrzahl der gebräuchlichen Regulatoren, wobei auch Modificationen mit eingeschlossen sind. So kann z. B. der in Nr. 3 abgebildete Regulator auch so construiert sein, dass anstatt der Lenkstange CD von der Stange AB Arme vorstehen, welche in einer ringförmigen Nuth der Stange des Regulirventils spielen. Ueberhaupt gilt die für Nr. 3 entwickelte Gleichung für alle Fälle, wo die Aufhängepunkte der Kugeln sich seitwärts der Axe befinden und die Kugeln ohne Gegengewicht wirken.

Mittels der entwickelten Gleichungen kann man also leicht die für die Praxis wichtigsten Regulatoren untersuchen, ohne dass man complicirtere Formeln zu benutzen braucht. Man kann durch Anwendung dieser Gleichungen die betreffenden Kugelgewichte oder bei angenommenen Kugelgewichten eventuell die Gegengewichte für gegebene Winkel-Geschwindigkeiten oder Umdrehungszahlen berechnen und dadurch einen schon vorhandenen Regulator auf seine Zweckmässigkeit untersuchen, oder die Construction eines herzustellenden Regulators bestimmen.

Uebrigens lassen sich die aufgefundenen Gleichungen auch leicht in Worte fassen. So hat man z. B. für die in Nr. 6 illustrierte Construction die Regel: Das Quadrat der Winkel-Geschwindigkeit dividirt durch die Beschleunigung der Schwere wird gefunden, wenn man das Gegen-

gewicht W durch die Gewichte der beiden Kugeln dividirt, Eins dazu addirt, diese Summe mit der Länge CE multiplicirt, zu dem Producte die Länge AD addirt und das so gefundene Resultat durch das Product der Längen AF und BD dividirt.

Um die im Vorstehenden aufgeführten Regeln in einer für die Praxis bequemen Weise zu benutzen, zeichne man genau nach einem verjüngten, aber nicht zu kleinen Massstabe die Kugelstange AB nebst den anderen damit verbundenen Stangen in ihren verschiedenen relativen Stellungen auf einem Reissbrette auf. Für jede dieser Stellungen messe man die Linien AF , CE und BD , überhaupt also die für die Wirkungsweise des Regulators massgebenden Linien und wende die obigen Regeln darauf an.

Nachdem man so die verschiedenen Werthe für $\frac{w^2}{g}$ bestimmt hat, ziehe man die Quadratwurzel aus diesem Ausdrücke und schreibe die erhaltenen Zahlen der Bequemlichkeit halber in einer Colonne auf; jedem Werthe gegenüber setze man in einer zweiten Colonne die entsprechenden Werthe einer anderen Grösse, z. B. von AD oder BD , oder wie im unten folgenden Beispiele die Werthe des entsprechenden Ausschlagwinkels ABD in Graden. Hieraus construiren man ein Diagramm, wie solches Fig. 125 zeigt, indem man längs der horizontalen Linie die entsprechenden Werthe von $\frac{v}{\sqrt{g}}$ nach beliebigen Masseinheiten (z. B. Zollen) aufträgt.

Auf diese Weise erhält man für Nr. 6 in Zolleinheiten nach englischem Mass:

$\frac{V}{\sqrt{g}}$	Winkel
0,831	— 20
0,729	0
0,673	+ 20
0,681	+ 40
0,692	+ 60

So trägt man z. B. auf der Senkrechten von 40 Grad das Mass 0,681 auf und so weiter die übrigen Masse auf den anderen Senkrechten und zieht durch die so bestimmten Punkte die Curve, wie das beistehende Diagramm zeigt, welches für jeden der sechs unter Fig. 124 dargestellten Regulatoren die entsprechende Curve enthält.

Der rein astatische Regulator Nr. 1 ergibt eine gerade Horizontallinie, während die übrigen, die nicht rein astatisch sind, mehr oder minder schräge Curven ergeben.

Die Vergleichung an der im Diagramm vorhandenen Regulatorcurve ergibt jedoch noch andere Eigenthümlichkeiten. Für jeden Regulator ist der Raum wesentlich, den er nach Breite und Höhe einnimmt. Es wurde daher so viel Raum gestattet, dass die totale Höhe multiplicirt mit der Weite zwischen den Kegelmittelpunkten für jeden der sechs Regulatoren 500 beträgt. In Uebereinstimmung damit wurde den Theilen eine geeignete Stellung gegeben.

So ist für:

	Höhe	Breite	BD	AB	DF
Nr. 1	21	24	16,4	—	—
Nr. 2	17	29	—	22	—

	Höhe	Breite	BD	AB	DF
Nr. 3	17	29	—	20	3
Nr. 4	26	19	—	12	2
Nr. 5	26	19	—	13	—
Nr. 6	25	20	—	4,8	4,8

Ferner ist $BC = 7,2$, wobei, wie schon bemerkt wurde, alle Dimensionen in englischen Zollen angegeben sind.

Es wird ferner angenommen, dass jeder Regulator eine verticale Verschiebung der Hülse von 4,8 Zoll engl. ergeben soll. Der doppelte Kreis jeder Linie des Diagrammes in Fig. 125 zeigt die Kugelstellung für obige Dimensionen, während die beiden anderen Kreise die Bewegungsgrenzen für die Verschiebung von 4,8 andeuten; diese Verschiebung findet theils unter, theils über der Mittelstellung statt. Die zwischen diesen Grenzen eintretende Geschwindigkeitsveränderung ist durch die wirkliche Geschwindigkeit dividirt, weil dieses Verhältniss bei den verschiedenen Regulatoren dasselbe sein muss, damit die Apparate denselben Stetigkeitsgrad ergeben.

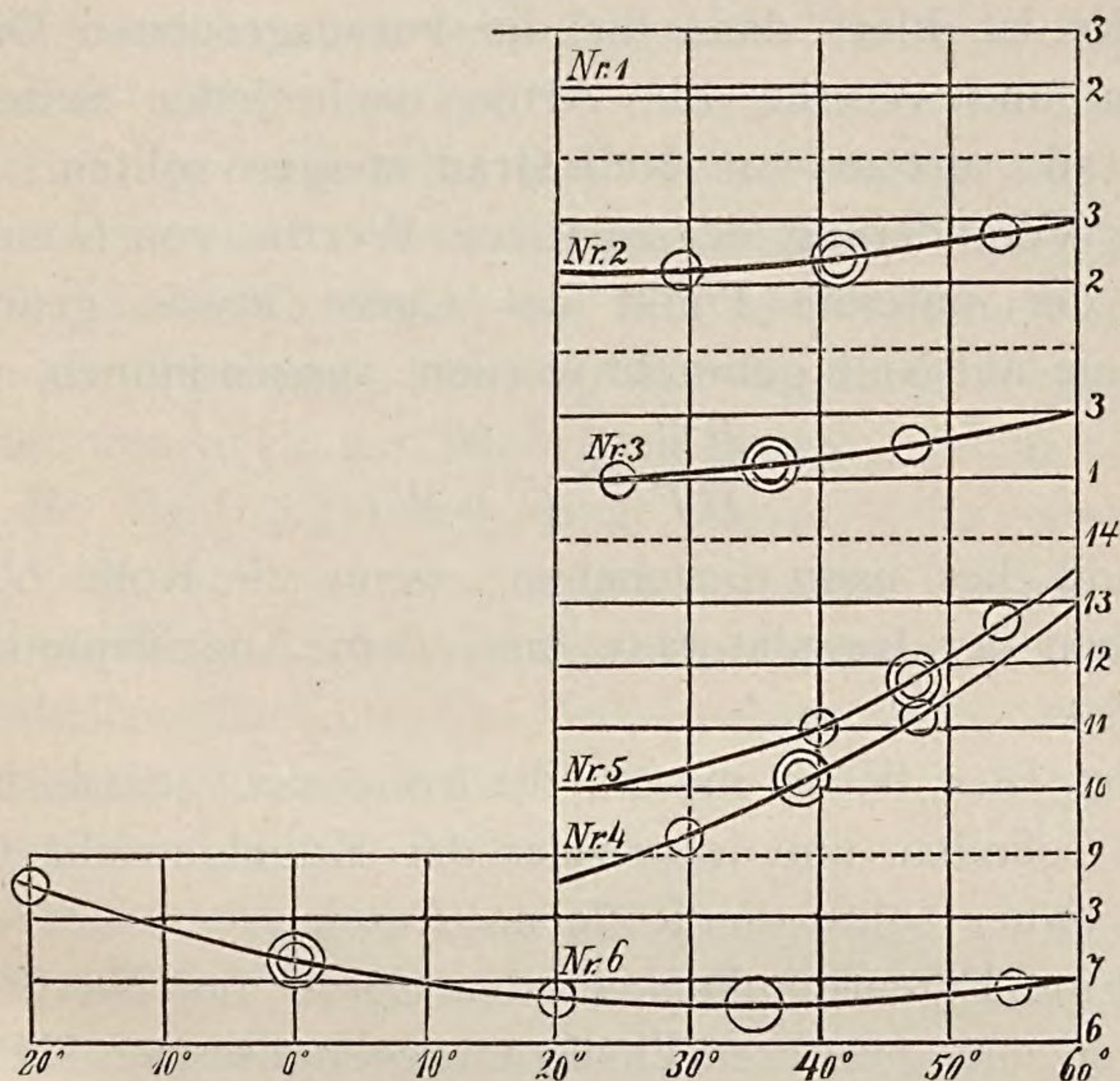
Dieses Verhältniss ist für:

Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 4	Nr. 5	Nr. 6
0,00	0,0231	0,0261	0,0183	0,0140	0,0213 (10,0051)

Unter diesen sechs Constructionen steht Nr. 5 dem isochronen oder astatischen Regulator am nächsten; überhaupt stehen beide Formen des Porter'schen Regulators in dieser Beziehung den übrigen voran, indem sie sich Nr. 1 am meisten nähern. Wenn jedoch Nr. 2 und Nr. 3 die Gelenkstangen DC von derselben Länge und in ähnlicher Anordnung wie Nr. 4 und Nr. 5 be-

sässen, so würden sie ungefähr mit den letzteren, d. i. mit dem Porter'schen Regulator, übereinstimmen. Es ist jedoch bezüglich Nr. 2 und Nr. 3, sowie bezüglich Nr. 4 und Nr. 5 zu bemerken, dass durch den Angriff der Gelenkstangen an der Axe die Leistungsfähigkeit des Regulators etwas vergrössert wird.

Fig. 125.



Die Interpretation dieser Constructionen ergibt sich z. B. für Nr. 2 folgendermassen:

Die Regulator-Geschwindigkeit ist an der höheren Grenze ungefähr 2,3 Procent grösser, als an der unteren Grenze, d. h. die damit regulirte Maschine kann in der Umdrehungszahl von 100 bis zu 102,2 Touren schwanken.

Der Werth von Nr. 6 scheint zwischen den anderen zu liegen. Aber die zweite eingeklammerte Zahl steht weit über den übrigen. Sie ist durch Annahme der mittleren Stellung des Armes bei 35 Grad mit einem beiderseitigen Ausschlag von 20 Grad erhalten, wie die punktirten Kreise in Fig. 125 angeben; die Curve nähert sich an dieser Stelle der Horizontalen, und daher wird der Regulator nahezu isochron.

Es ist klar, dass für die vorausgesetzten Dimensionen und Werthe die Arme nach jeder Seite von 35 Grad, anstatt von Null Grad steigen sollten. Aber durch Veränderung der relativen Werthe von G und W kann der unterste Punkt der Curve etwas geändert, aber nie auf Null gebracht werden, ausgenommen, wenn

$$\frac{BC}{DF} = \frac{G}{G+W}$$

ist, und dies kann geschehen, wenn die Rolle C sich zwischen der Regulatoraxe und dem Angriffspunkte B befindet.

Ist $G = W$, so müsste die Rolle sich gerade in der Mitte befinden, und je grösser das Kugelgewicht G ist, desto näher sollte die Rolle an B sein.

Eine Eigenthümlichkeit der Curve für Nr. 6 liegt in ihrer zum grösseren Theile entgegengesetzten Neigung im Vergleich zu den übrigen Curven. Dies deutet an, dass die Geschwindigkeit des Regulators beim Steigen der Kugeln abnimmt und dass derselbe im unbestimmten Gleichgewicht sich befindet, indem die Kugeln von dem einen Ende bis zum anderen fahren.

Der Regulator Nr. 6 stimmt dem Princip nach mit dem sogenannten Cosinusregulator überein, weicht jedoch

in der Construction etwas ab. Der Cosinusregulator beruht auf einer sehr sinnreichen Anordnung der Theile, so dass mittels leichter Modification ein gewöhnlicher Centrifugalregulator vollständig isochron gemacht werden kann. Diese Modification beruht auf der Theilung des Kugelgewichtes und Anbringung der Theile an zwei zu einander rechtwinkeligen, aus einem Stück bestehenden Armen, die um den Endpunkt drehbar sind; ganz ähnlich ist das Gewicht auch beim Regulator Nr. 6 vertheilt. Es ist ferner mit Bezug auf die Construction des Cosinusregulators zu bemerken, dass ein verlängertes oder gekrümmtes Gewicht anstatt der beiden Gewichte angebracht werden kann. Mit Bezug auf den Isochronismus scheint daher die Theilung der Kugeln von keiner Bedeutung zu sein, was auch der Theorie entspricht, welche besagt, dass die Centrifugalkraft einer Masse oder mehrerer Massen, die um eine Axe rotiren, dieselbe ist, als wären die Massen im Schwerpunkte concentrirt. Die beiden Kugeltheile oder Gewichte können daher jedenfalls durch ein einziges Gewicht ersetzt werden, wie dies bei *A* in der Construction Nr. 6 der Fall ist.

Wäre der Regulator Nr. 6 so angeordnet, dass die Kugel auf dem nahezu horizontalen Theile der Curve sich bewegte, so würde die isochrone Wirkung wesentlich verstärkt werden; die Curve für Nr. 6 im Diagramme Fig. 125 zeigt jedoch, dass dieser Regulator nicht vollständig isochron oder astatisch herzustellen ist. Das Princip, wonach der vollständige Isochronismus stattfinden soll, scheint durch die Wirkung der Schwerkraft auf die Kugel *A* neutralisirt zu werden, und es ist daher unmöglich, die Wirkung der Centrifugalkraft auf *A* für alle

Kugelstellungen gleich zu machen. Der Nutzen des Gegengewichtes liegt aber in der stärkeren Regulirungsfähigkeit, welche ein damit versehener Regulator erlangt.

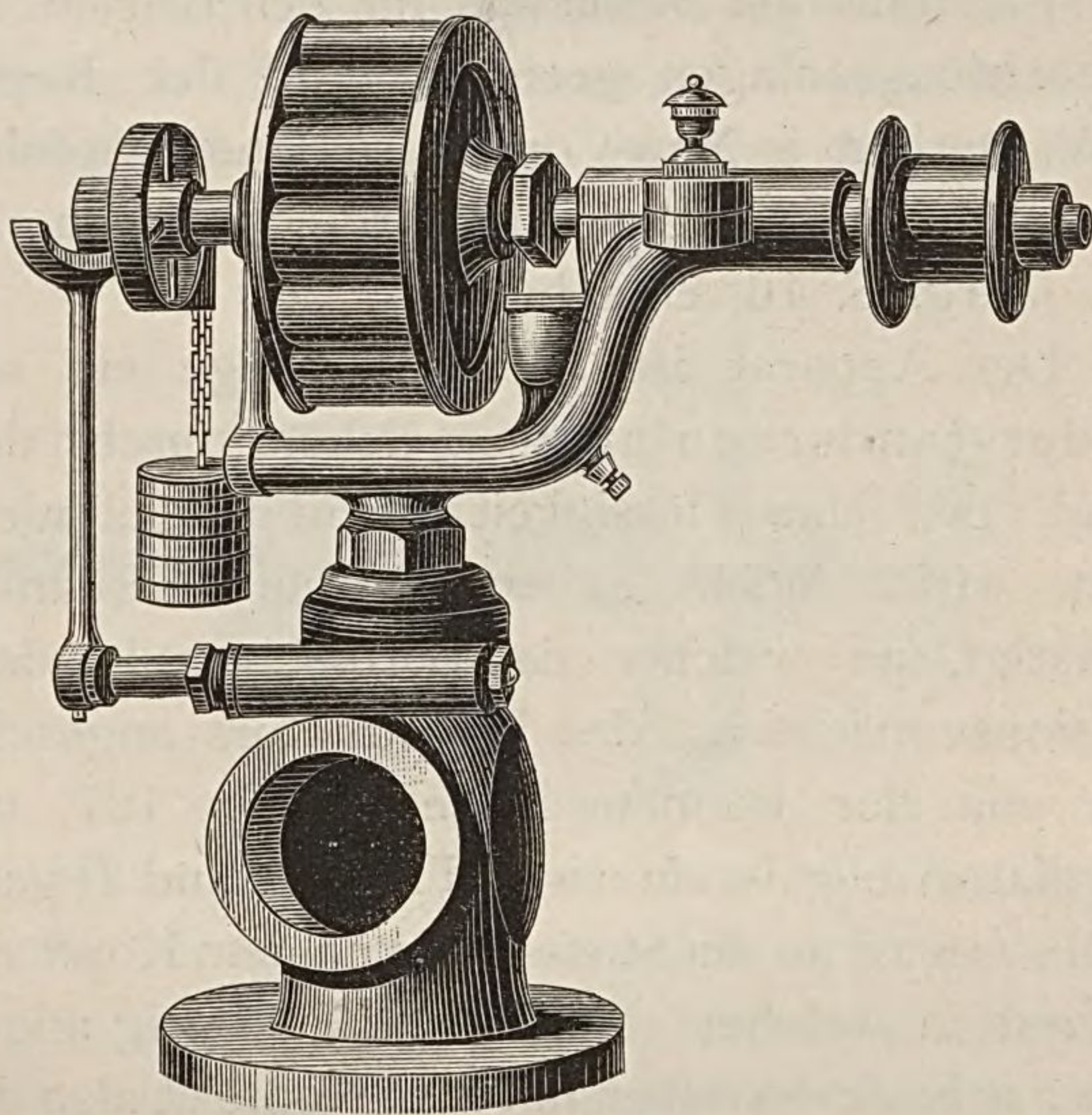
Ein vollkommen wirkender Regulator sollte zwar im Princip vollständig astatisch sein, müsste aber beim Rückgange in die normale Stellung theilweise zurückreguliren, damit er die Maschine genau auf die erforderliche Arbeitsleistung einzustellen vermöchte.

Nach einem anderen Princip als die gewöhnlichen Centrifugalregulatoren ist der Allan'sche Regulator (Fig. 126) construirt, welcher in Amerika vielfach beim Betrieb elektrischer Beleuchtungsanlagen Verwendung findet, weil derselbe bei grosser Einfachheit sehr sicher und genau reguliren soll.

Fig. 126 zeigt den Regulator in perspectivischer Ansicht. Wie ersichtlich, besteht der Regulator aus einem Gehäuse mit wellenförmig ausgebauchtem Umfange, der im Innern mit kleinen Rippen versehen und theilweise mit Oel oder Glycerin gefüllt ist. In diesem Gehäuse befindet sich ein kleines Schaufelrad, welches auf einer quer durch das Gehäuse gehenden Welle sitzt, die passend eingelagert ist und eine Riemenrolle trägt, mittels welcher das Schaufelrad von der Schwungradwelle der Maschine in Umdrehung versetzt wird. Durch die Umdrehung dieses Schaufelrades wird dem cylindrischen Gehäuse ebenfalls eine Neigung zur Rotation in gleicher Richtung mitgetheilt. An der entgegengesetzten Seite der rotirenden Spindel befindet sich im Gehäuse ein Zapfen, worauf eine Spurrolle sitzt, um deren Umfang sich eine mit einem Gewicht gespannte Kette legt; dieses Gewicht besteht aus übereinandergelegten Gusseisenscheiben, so

dass man dessen Schwere leicht, gemäss der Tourenzahl der Maschine, reguliren kann. Auf das Ende des erwähnten Zapfens ist ein Zahngetriebe befestigt, welches sich mit dem Gehäuse dreht und in einen Zahnsector eingreift, dessen Arm auf der Spindel des Drosselventils

Fig. 126.



befestigt ist, so dass letzteres sich nach der Bewegung des vom Schaufelrade im Gehäuse mitgenommenen Oeles richtet, welche Wirkung natürlich wiederum von der Veränderung in der Belastung der Maschine abhängig ist. Wird der Regulator in Verbindung mit einer variablen Expansionssteuerung benutzt, so wird der Zahnsector direct damit verbunden.

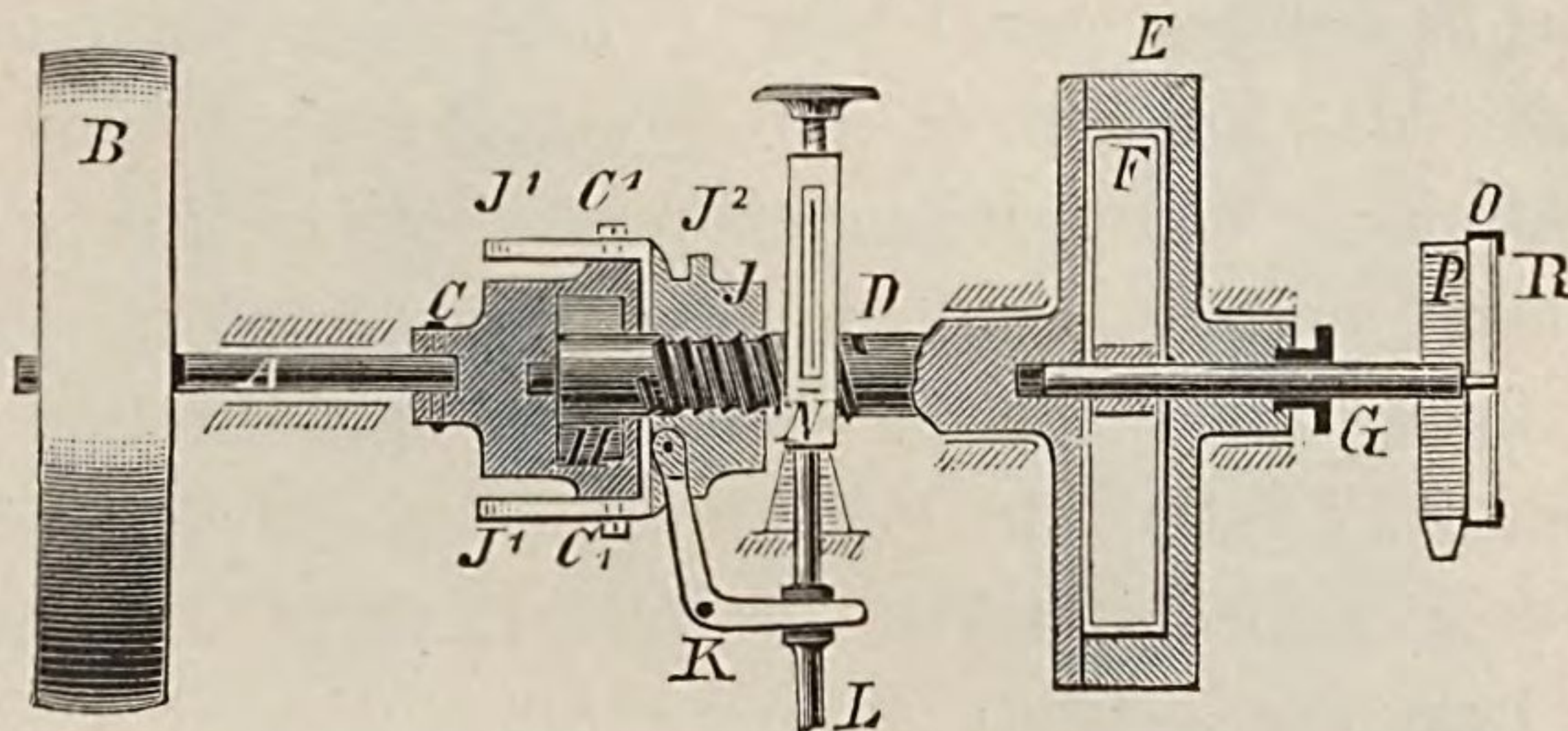
Das erwähnte Gegengewicht wird gemäss der Einrichtung des Mechanismus nahezu senkrecht bewegt, so dass seine Wirkung immer dieselbe bleibt. Infolge seiner hohen Umdrehungs-Geschwindigkeit wirkt dieser Regulator sehr empfindlich, und da alle Theile fortwährend von selbst reichlich geschmiert werden, so arbeitet er mit sehr wenig Reibung.

Ebenfalls als besonders für den Betrieb elektrischer Beleuchtungsanlagen geeignet wird der Regulator von F. W. Durham in New-Cornet, England, empfohlen, dessen Beschreibung wir der »Elektrotechnischen Zeitschrift« (IV. Jahrg. S. 16) entnehmen.

Der Apparat ist wie der vorige ein sogenannter Widerstandsregulator, welcher durch den Widerstand, den eine Flüssigkeit einem Flügelrade entsetzt, wirkt, indem er eine kleine Hilfsdampfmaschine bethätigt, an welcher das Drosselventil oder die Expansionsvorrichtung des Hauptmotors angeschlossen ist. Die von der Riemenscheibe *B* (Fig. 127) umgedrehte Regulatorwelle ist in zwei Theile *A* und *D* getrennt. Die Welle *D* wird an der Stossstelle von dem Kopfe der Welle *A* umfasst, in welcher eine Feder *H* derartig angeordnet ist, dass das Ende derselben mit dem Kopfe *C*, also der Welle *A*, das andere mit der Welle *D* vernietet ist. Diese Feder wirkt derartig, dass durch eine Verdrehung des Kopfes *C* gegen den Wellentheil *D* die Spannung erhöht wird. Unter diesen Umständen wird die von der Riemenscheibe *B* verursachte Umdrehung des Wellentheiles *A* auf den Wellentheil *D* und auf ein mit demselben fest verbundenes, mit einer Flüssigkeit (Glycerin) gefülltes Gehäuse *E* übertragen. Dieser Bewegung setzt ein in die

Flüssigkeit eingreifendes Schaufelrad *F*, welches mittels einer Feder *P* in dem feststehenden Gehäuse *O* elastisch abgesperrt gehalten wird, einen gewissen Widerstand entgegen. Vergrössert sich die Umdrehungs-Geschwindigkeit der Welle *A*, so wird dieser Widerstand nicht sofort überwunden werden können, und die Spannung der Feder *H* wird infolge dessen verstärkt, wobei der Wellentheil *D* nur allmählich seine bisherige Umdrehungs-Geschwindigkeit beschleunigt. Diese gegenseitige Verdrehung der beiden Wellentheile äussert sich in einer Verschiebung

Fig. 127.



der zu dem Schraubengewinde des Wellentheiles *D* gehörigen Mutter *I* nach rechts, welche letztere durch geschlitzte Stangen *I*¹ und Schrauben *C*¹ mit dem Kopfe *C* verbunden ist. Ein in der Nuth *I*² geführter doppelarmiger Hebel *K* macht diese Bewegung mit, wodurch derselbe die Ventilstange *L* der erwähnten kleinen Hilfsdampfmaschine senkt und diese anlässt.

Vermindert sich auf diese Weise die Geschwindigkeit der Maschine, beziehungsweise der Welle *A* wieder, so werden die beiden Wellentheile *A* und *D* durch die Wirkung der in ihrer Spannung nachlassenden Feder *H* in ihre normale Lage zurückgeführt; die Mutter *J* schraubt

sich dadurch auf D ebenfalls zurück und der Dampf wird von der kleinen Hilfsdampfmaschine wieder abgesperrt. Der Empfindlichkeitsgrad dieses Regulators lässt sich auf verschiedene Weise adjustiren, sowohl durch die Spannung der Feder H , als auch durch eine bei N befindliche Feder, welche die Ventilstange L zu heben und den Dampf von der Hilfsmaschine abzusperren sucht. Endlich wird die Tourenzahl der Maschine durch den Zeiger R der Welle G angegeben. Da nämlich der durch das Flügelrad F gebotene Widerstand gegen eine Verdrehung für jede Verdrehungs-Geschwindigkeit von E eine gewisse Spannung der Feder P hervorbringen muss, so wird sich die Spindel G mit ihrem Zeiger R um einen dieser Drehung entsprechenden Winkel gegen das Gehäuse O drehen müssen. Es kann also auf einem hier befindlichen Zifferblatte die der Spannung und Stellung entsprechende Tourenzahl der Maschine abgelesen werden.

Nach einem Aufsatze des Prof. L. d'Auria im Journal of the Franklin Institute (Jahrg. 1880, S. 266) über Dampfmaschinen-Regulatoren wird die Behauptung aufgestellt, dass ein astatischer Regulator, welcher so gut wie reibungslos arbeitet, eine Dampfmaschine vollständig regulirt, während ein Regulator, welcher Reibungswiderstände zu überwinden hat, besser wirkt, wenn er statisch ist. Die fast vollständige Reibungslosigkeit eines Regulators hat der Prof. d'Auria durch die in Fig. 128 und 129 dargestellte Anordnung erreicht. Der ganze Apparat ist bei J und D in die Dampfleitung eingeschaltet. Der Dampf durchströmt, bei P eintretend, die hohle Regulatoraxe und gelangt durch die Kammer E , in deren Bohrung er durch das Doppelsitzventil (Fig. 129) gedrosselt

wird, in das Gehäuse *SS*, worin das Pendel *AA* schwingt. Durch einen *U*-förmigen Bügel ist der doppeltheilige Arm *AA* mit dem Ventil verbunden; das Querstück

Fig. 128.

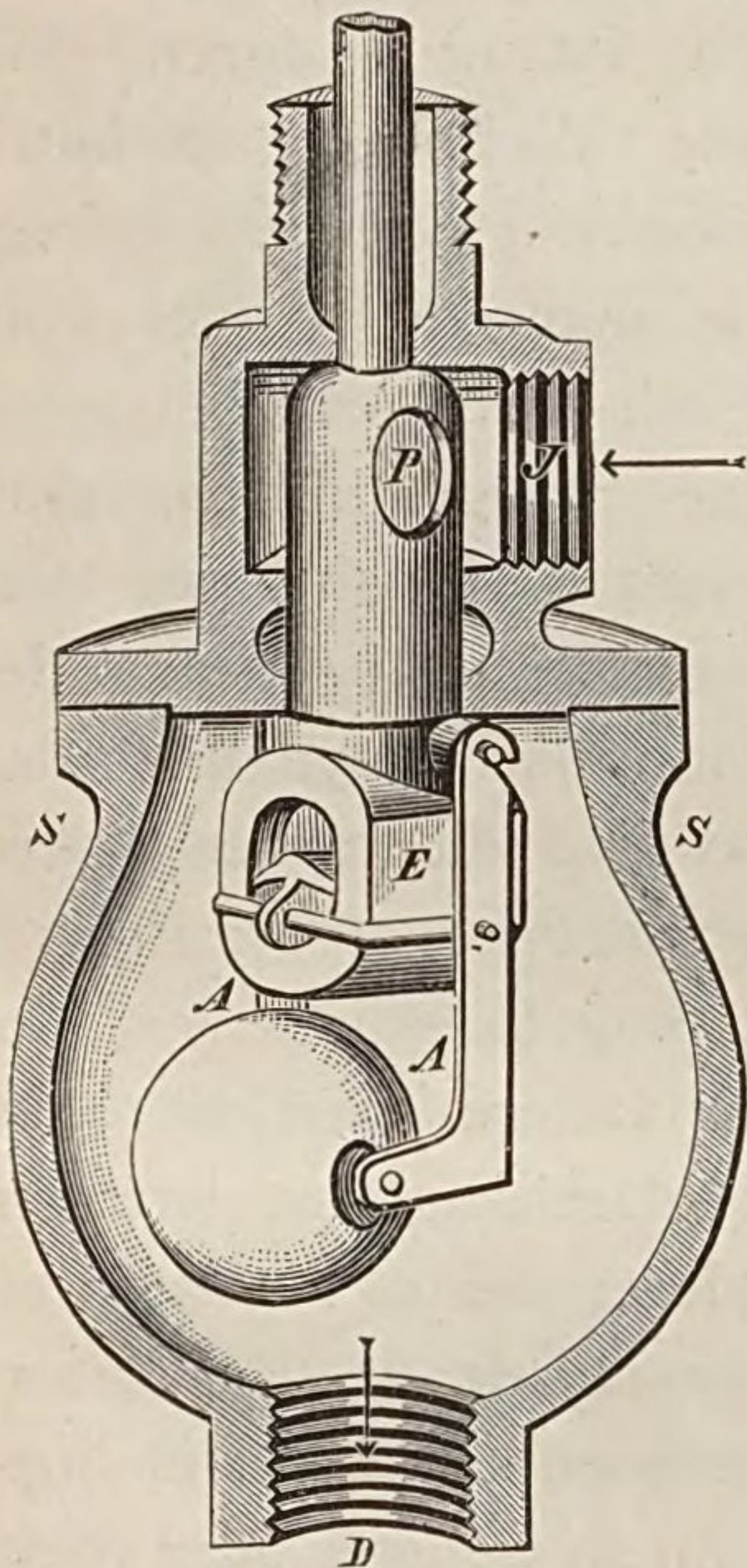


Fig. 129.

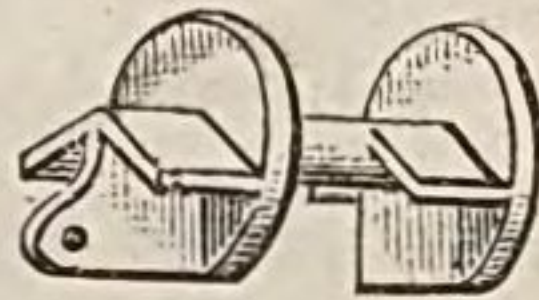
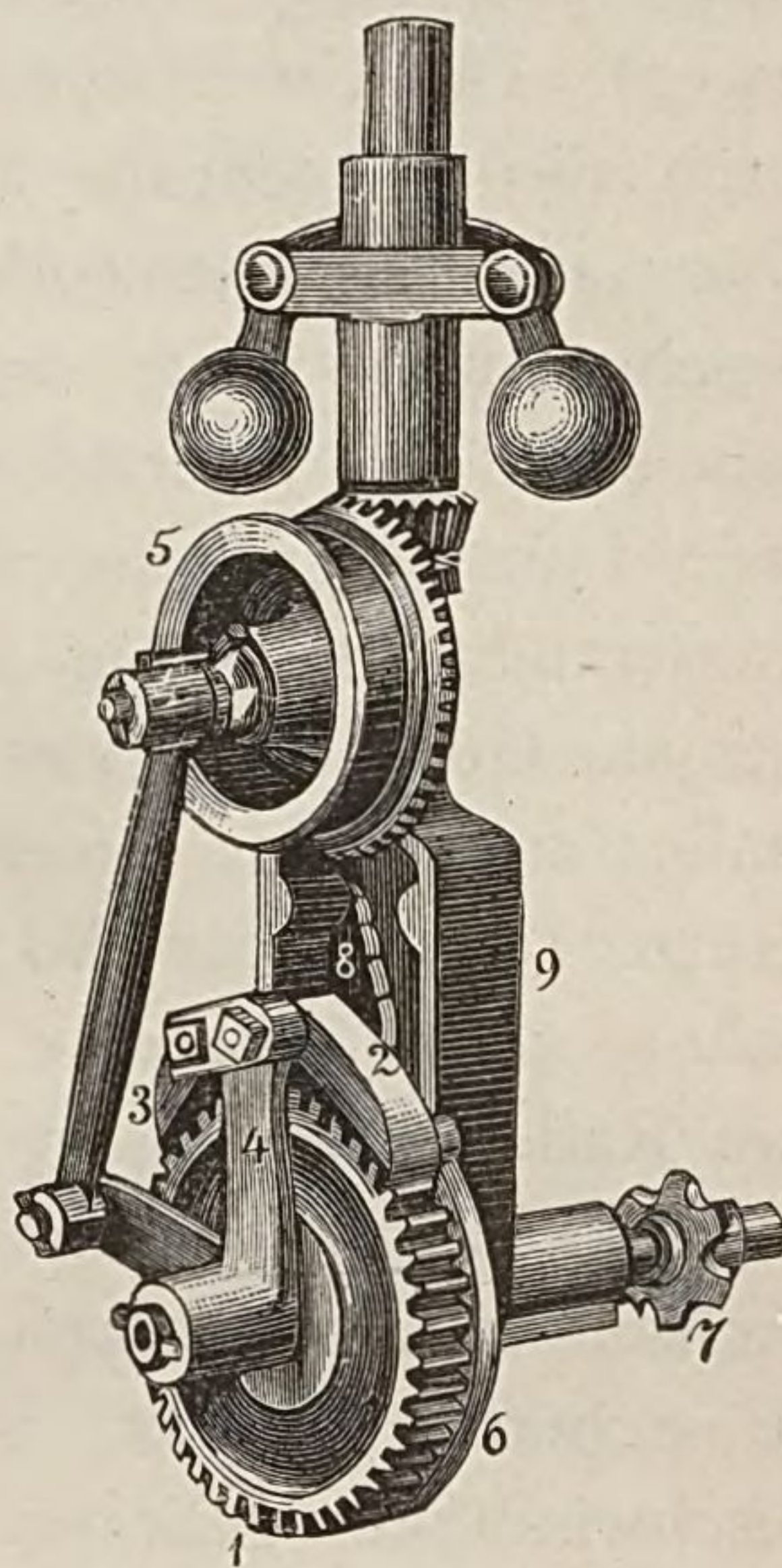


Fig. 130.



dieses Bügels begrenzt den Ausschlag des Pendels nach der einen Seite hin, während der grösste Ausschlag durch das Aufsetzen der Ventilränder auf ihren Sitz bedingt ist. Der Regulator ist nach der vom Erfinder aufgestellten Theorie als nahezu astatisch construirt.

Zur Regulirung hydraulischer Motoren benutzt man Regulatoren, welche die Wasserschütze auf und niederzulassen haben. Einen derartigen Regulator, der besonders kräftig wirken muss, illustriert Fig. 130; derselbe ist von M. H. King construirt. Der Geschwindigkeitsmesser ist ein Watt'sches doppeltes Centrifugalpendel. Auf eine horizontale Axe ist vorn das Zahnrad 1 und hinten ein Zahngetriebe 7 aufgekeilt, welches letzteres durch eine Kette oder auf sonst geeignete Weise die Schütze bewegt. Die Umdrehung des Centrifugalpendels erfolgt durch die Riemenrolle 5 mittels konischer Räder vom Motor aus. Die Riemenrolle 5 ist mit einem Kurbelzapfen versehen und wirkt durch eine Stange mittels eines Hebels auf die Sperrklinken 2 und 3, welche mit dem Rade 1 in Eingriff kommen, sobald eine Regulirung des Wasserzuflusses nöthig ist. Wenn der Regulator seine normale Geschwindigkeit hat, so sind die beiden Sperrklinken durch eine excentrische Scheibe 6 ausser Eingriff gesetzt; sobald aber die Schwungkugeln sich heben oder senken, kommt die eine oder die andere Sperrklinke mit dem Rade 1 in Eingriff und die Drehung des letzteren erfolgt nach der einen oder anderen Seite, so dass bei wachsender Umdrehungs-Geschwindigkeit des Regulators die Schütze gesenkt, bei abnehmender Umdrehungs-Geschwindigkeit gehoben wird, um so weniger oder mehr Wasser zuströmen zu lassen.



VI.

Bestimmung der Leistung der Motoren.

Die Bestimmung der Leistung der Motoren ist von grosser Wichtigkeit. Einestheils ist es die Aufgabe des Maschinen-Constructeurs, Motoren von einer gewissen Leistungsfähigkeit herzustellen, und anderntheils liegt es im Interesse der Industriellen, die Leistungsfähigkeit ihres Motors genau kennen zu lernen. Der Constructeur hat für seine Zwecke die Theorie zu benutzen, während die Prüfung der Leistungsfähigkeit bestehender Motoren nach praktischen Regeln erfolgt, welche zur Controlirung der Theorie dienen.

Die Theorie der Windmotoren ist eine noch sehr unvollkommene, so dass bei deren Construction die durch Erfahrung gewonnenen empirischen Regeln zu benutzen sind, von denen das Nöthige bereits am betreffenden Orte mitgetheilt wurde.

Die Theorie der hydraulischen Motoren, d. i. der Wasserräder und Turbinen, ist auf die beiden Grundformeln

$$A = Q \cdot H$$

und

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

basirt, worin A die theoretische Arbeit der Wasserkraft, Q das pro Zeiteinheit zufließende Wassergewicht und H die Gefällshöhe, v die Gefällshöhen-Geschwindigkeit und g die Beschleunigung der Schwere bezeichnen. Die Theorie der Turbinen führt jedoch zu ziemlich complicirten Rechnungen, für deren Ausführung uns der Raum mangelt. Das Nöthigste ist ebenfalls schon früher erledigt worden.

Auch bezüglich der Dampfarbeit in der Dampfmaschine haben wir schon für unseren Zweck genügende Andeutungen gegeben. Die theoretische Arbeit derselben wird durch das Product aus dem mittleren Druck, der Kolbenfläche und der Kolben-Geschwindigkeit bestimmt, wobei der Gegendruck des ausströmenden Dampfes in Abzug zu bringen ist. Die Nutzarbeit oder den Nutzeffect, auch Wirkungsgrad der Maschine erhält man, wenn man von der theoretischen Arbeit noch die Reibungsarbeit in Abzug bringt.

Der Wirkungsgrad einer Dampfmaschine ist von deren Grösse, deren Construction und Ausführung, sowie von deren Instandhaltung abhängig; dessen Werth y kann nach den folgenden von Grashof aufgestellten Formeln bestimmt werden, wobei normal arbeitende Maschinen vorausgesetzt sind:

$$y = \frac{N + 5}{N + 10}, \text{ wenn } N \text{ kleiner als 5 Pferdestärken,}$$

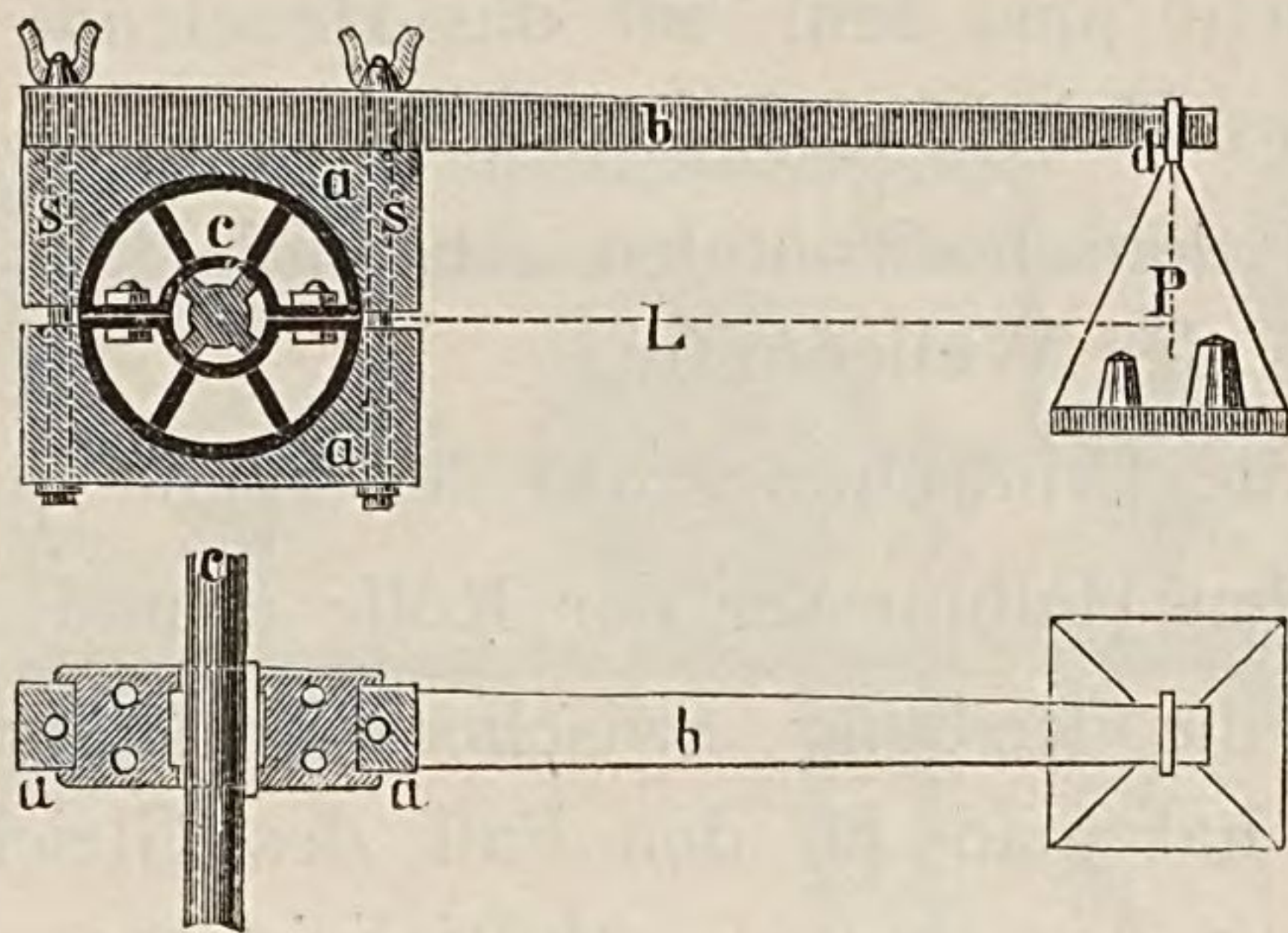
$$y = \frac{N + 20}{N + 32,5}, \text{ wenn } N = 5 \text{ bis } 50 \text{ Pferdestärken,}$$

$$y = \frac{N + 300}{N + 366}, \text{ wenn } N \text{ grösser als 50 Pferdestärken.}$$

Etwas Willkür ist bei dieser Bestimmung des Wirkungsgrades stets vorhanden.

Bezeichnet man wiederum mit N die effective oder Nutzleistung der Maschine in Pferdestärken und mit S den Dampf- oder Speisewasserconsum derselben in Kilogramm pro Secunde, so bezeichnet der Quotient $\frac{N}{S}$ das Güteverhältniss der Maschine. In ähnlicher Weise kann man

Fig. 131.



auch das Güteverhältniss aller anderen Motoren bestimmen.

Die Nutzleistung eines Motors wird direct mittels der Bremse gemessen, die als Prony'scher Zaum oder im Allgemeinen als Dynamometer in Anwendung kommt.

Das älteste, einfachste und immer noch am meisten in der Praxis benutzte Dynamometer ist der Prony'sche Zaum (Fig. 131). Auf der Motorwelle, deren Leistungsfähigkeit man messen will, wird eine Rolle c , ähnlich einer starken Riemenscheibe fest aufgesetzt und dieselbe

mit zwei halbkreisförmig ausgeschnittenen Bremsbacken $a\ a$ umgeben. Der eine Bremsbacken trägt den Hebel b , an dessen Ende die Wagschale zur Aufnahme der Belastungsgewichte hängt. Die Bremsbacken werden so lange mittels der Schraubenbolzen $s\ s$ zusammen gezogen und die Wagschale so lange mit Gewichten belastet, bis der in vollen Gang gesetzte Motor seine normale Umdrehungszahl annimmt und der Hebel b in horizontaler Lage verbleibt.

Bezeichnet man mit P das auf der Wagschale liegende Gewicht plus dem auf das Hebelende reducirten Gewichte des Hebels und der Schale,

mit L den horizontalen Abstand des Aufhängepunktes von der Wellenmitte,

mit n die Umdrehungszahl der Welle pro Minute,

mit r den Halbmesser der Rolle c , und

mit F die Reibung zwischen Rolle und Bremsbacken, so hat man für den Fall des Gleichgewichtes die Gleichung $F \cdot r = P \cdot L$. Multiplicirt man beiderseits mit 2π , so ist $F 2\ r\ \pi = P \cdot 2\ L\ \pi$ die Arbeit, welche der Reibungswiderstand F längs des Weges $2\ r\ \pi$, d. h. bei einer Umdrehung überwindet. Multiplicirt man dann noch $2\ L\ \pi \cdot P$ mit n , so erhält man diese Arbeit pro Minute; wird dieses Resultat durch 60 dividirt, so erhält man die Arbeit pro Secunde. Ist nun L in Metern und P in Kilogrammen ausgedrückt und dividirt man durch 75, so ist die von dem Reibungswiderstande geleistete Arbeit:

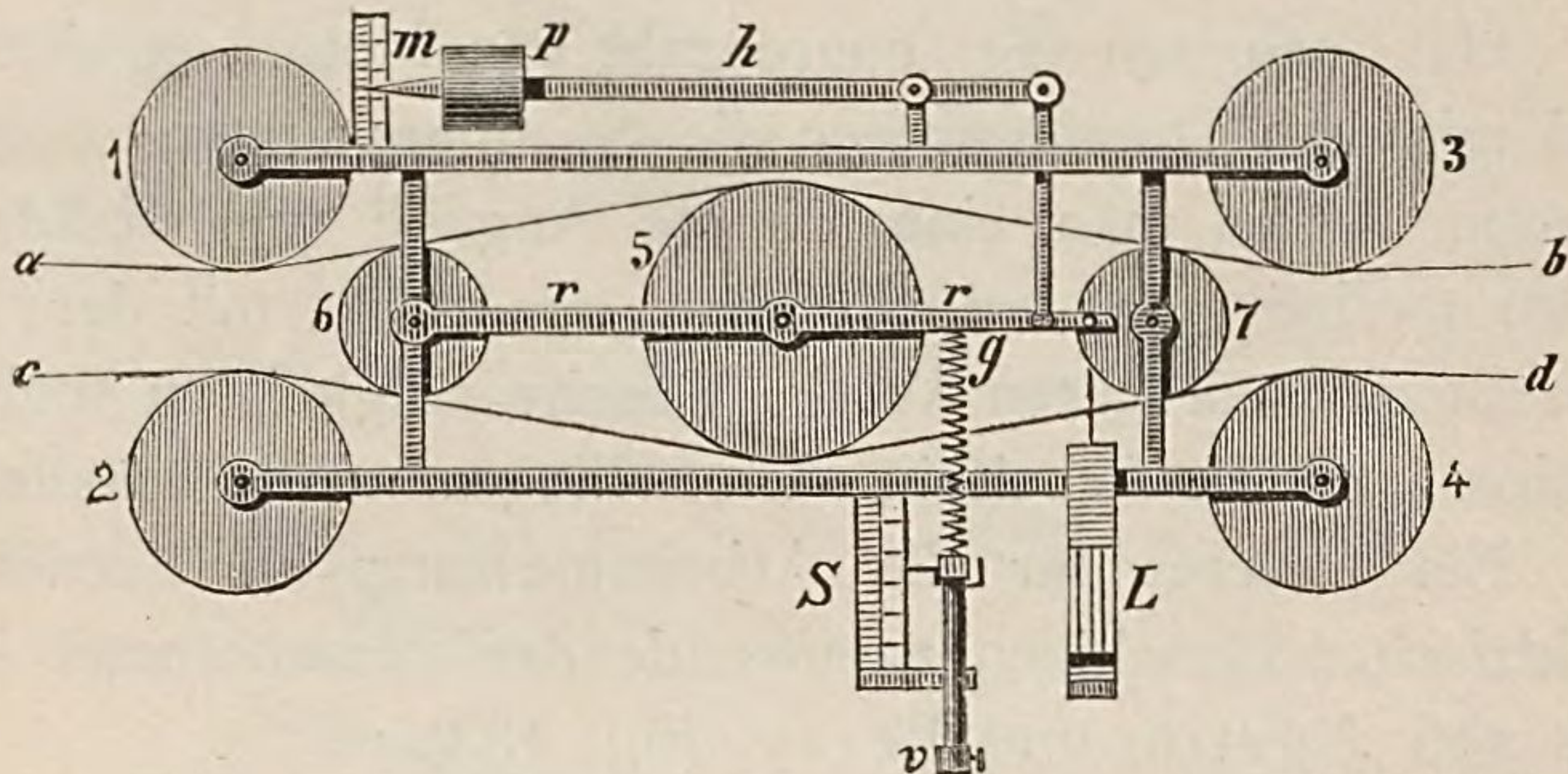
$$F = \frac{\pi L}{75 \cdot 30} \cdot P\ n \text{ Pferdestärken,}$$

und diese Arbeit entspricht der Nutzleistung oder effektiven Leistung des Motors.

Ein sehr bequemes und praktisches Dynamometer ist von dem berühmten Elektrotechniker Hefner v. Alteneck construiert worden; dasselbe ist in Fig. 132 schematisch dargestellt, und beruht dasselbe darauf, aus der Differenz der Riemenspannungen die wirksame Kraft zu bestimmen.

In Fig. 132 sind $a b$, $c d$ die beiden Theile des Treibriemens, von denen der auf die Betriebsscheibe auf-

Fig. 132.



laufende bekanntlich stärker gespannt ist, als der ablaufende Theil.

Die Rollen 1, 2, 3, 4 haben den Zweck, die beiden Riementheile einander zu nähern; die Rolle 5 hält dieselben dagegen auseinander, während die Rollen 6 und 7 die Gleichheit der Winkel beiderseits zwischen den beiden Riementheilen oder Trums erhalten. Das Gewicht der Rolle 5 wird durch das auf den Hebel h aufgesetzte Gewicht p ausgeglichen. Der Hebel h ist mit dem Rahmen r , der im Mittelpunkte der Rolle 6 gestützt ist,

verbunden. Sobald sich der an h angebrachte Zeiger auf einen bestimmten Punkt der Scala m einstellt, steht der Apparat derart, dass die Kraft, welche die Rolle 5 aus ihrer mittleren Stellung zu drängen sucht, der Spannungsdifferenz der beiden Riementheile direct proportional ist. Diese Spannungsdifferenz wird durch die Spannung der Feder g angezeigt und kann auf der Scala S abgelesen werden, wenn man mittels der Mikrometerschraube v die Feder g so lange regulirt, bis die Spitze von h den richtigen Punkt m anzeigt. Die Wirkung der Feder g wird durch das Gewicht L unterstützt.

Hat man nun die Tourenzahl des Motors ermittelt und mit dem Dynamometer die Spannungsdifferenz gemessen, wobei man eine directe Angabe von S Kilogramm erhält, so braucht man nur diese mit der in Metern ausgedrückten Winkel-Geschwindigkeit zu multipliciren, um die Arbeit in Meter-Kilogramm zu erhalten.

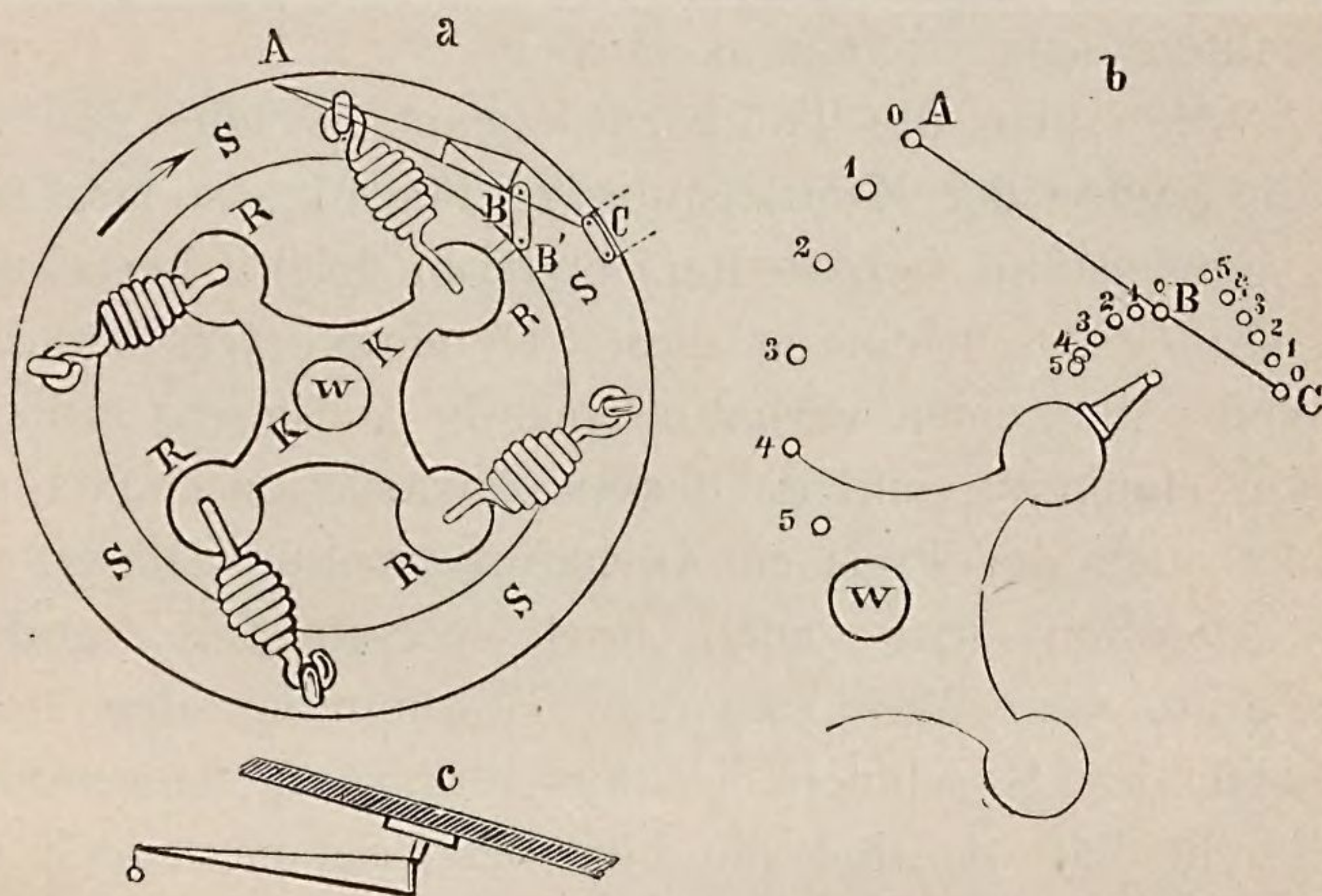
Ein anderes für die Arbeitsmessung im Betriebe elektrischer Maschinen anzuwendendes Dynamometer ist das von Ayrton und Perry (Fig. 133).

Die Construction und Wirkungsweise ist folgende. Ein Kreuzstück KK ist auf der Welle W der elektrischen Maschine treibenden Motors aufgekeilt, und die vier Enden dieses Kreuzstückes $RRRR$ sind durch starke Spiralfedern mit einer Scheibe S verbunden, welche die Kraft auf die elektrische Maschine zu übertragen hat. Wenn diese Uebertragung mittels Riemens geschieht, so sitzt S lose auf der Axe, während — wenn die Axe, auf welche die Kraft übertragen wird, in der Verlängerung der Welle W liegt — S mit dieser Axe fest verbunden ist.

Wird nun W in der Richtung des Pfeiles gedreht, so überträgt sich die Bewegung durch die Spiralfedern auf S , und je grösser die übertragene Kraft ist, desto mehr werden diese Spiralfedern auseinander gezogen, wobei eine Verdrehung der relativen Stellung von K und S herbeigeführt wird.

An S ist bei C ein leichtes Stück ABC befestigt,

Fig. 133.



welches, wie aus Fig. 133a ersichtlich ist, gegen eine Verbiegung in der Rotationsebene, sowie auch, wie Fig. 133c zeigt, gegen eine Verbiegung senkrecht zu dieser Ebene geschützt und durch eine kleine Zugstange BB' mit dem Ansätze eines der Arme R verbunden ist. Wenn nun während der Drehung S etwas hinter W zurückbleibt, so nähert sich A der Axe, und diese Annäherung wird um so grösser, je grösser die übertragene Kraft ist, so dass die Stellungen 0 — 5,

welche in Fig. 133*b* angegeben sind, verschiedene Grade dieser Grösse angeben.

Um die Stellung des Stückes ABC auch während der Umdrehung der Maschine dem Auge sichtbar zu machen, ist bei A ein glänzendes Knöpfchen angebracht, welches bei schneller Rotation einen leuchtenden Kreis beschreibt; der Radius dieses Kreises, welcher demnach den einen Factor für das Mass der übertragenen Kraftleistung bildet, kann an einer in der Höhe der Axe aufgestellten Scala abgelesen werden.

Wenn man die Tourenzahl kennt, welche den anderen Factor der Kraftleistung repräsentirt, so lässt sich die gewünschte Grösse der letzteren leicht berechnen.

Ein grosser Vorzug dieses Dynamometers ist, dass dasselbe nur einen verhältnissmässig geringen radialen Raum einnimmt, und da dessen Construction einfach ist, so ist auch der Preis ein verhältnissmässig billiger.

Obschon man auch noch verschiedene andere Apparate und Methoden zur Bestimmung des Nutzeffectes der Maschinen in Vorschlag und Anwendung gebracht hat, so sind die hier beschriebenen doch die vorzüglichsten und praktischsten.

An die Buchhandlung.....

EINBANDDECKEN-SCHEIN.

Unterzeichneter bestellt hierdurch ein Exemplar der
Einbanddecken zu

A. HARTLEBEN'S
Elektro-technische Bibliothek

Band I. II. III. IV. V. VI. VII. VIII. IX. X. XI. XII.
XIII. XIV. XV. XVI. XVII. XVIII. XIX. XX.
à Decke 40 Kr. = 75 Pf. = 1 Fr. = 45 Kop.

Name und genaue Adresse:

Auf Wunsch wird bei Erscheinen jedes Bandes auch gleich die dazu
gehörige Einbanddecke übermittelt. Gebunden kostet jeder Band 2 fl. 20 kr.
= 4 M. = 5 Fr. 35 Cts. = 2 R. 40 Kop.

A. Hartleben's Elektro-technische Bibliothek.

Die Sammlung wird unter dem Gesamttitel »Elektro-technische Bibliothek« das ganze Gebiet der angewendeten Elektrizitätslehre in selbstständigen Bänden umfassen, von denen jeder etwa 15 bis 20 Bogen stark sein wird, und werden in dem Texte mehrere Tausend Abbildungen enthalten sein.

Jeder Band wird ein in sich abgeschlossenes Ganzes bilden, jedoch wird der geistige Zusammenhang der einzelnen Bände, die hervorragende Fachmänner zu Verfassern haben, aufrecht erhalten werden, so dass dieselben in ihrer Vereinigung als ein Compendium der angewendeten Elektrizitätslehre benutzt werden können.

Die Verfasser und die Verlagshandlung haben sich die Aufgabe gestellt, in der »Elektro-technischen Bibliothek« ein Werk zu schaffen, welches, durch Berücksichtigung aller neuen Fortschritte auf dem Gebiete der Wissenschaft, dem Elektro-Techniker ein Mittel an die Hand giebt, sich über alle ihm während der Ausübung seines Berufes vorkommenden Fragen sofort Aufklärung zu verschaffen, ohne dass er es nöthig hat, sich die für ihn wichtigen Resultate aus compendiösen theoretischen Werken selbst zusammenzusuchen, und, um auch dem theoretischen Bedürfniss Genüge zu thun, werden einige Bände der Sammlung eine Art theoretischen Supplementes bilden.

Der Plan und die Anlage der »Elektro-technischen Bibliothek« sind aus der nachfolgenden Inhaltsübersicht leicht erkenntlich.

I. Band. Die magnet-elektrischen und dynamo-elektrischen Maschinen. 4. Aufl. — II. Band. Die elektrische Kraftübertragung. 2. Aufl. — III. Band. Das elektrische Licht. 2. Aufl. — IV. Band. Die galvanischen Batterien. 2. Aufl. — V. Band. Die Verkehrs-Telegraphie. — VI. Band. Telephon, Mikrophon und Radiophon. 2. Aufl. — VII. Band. Die Elektrolyse, Galvanoplastik und Reinmetall-Gewinnung. 2. Aufl. — VIII. Band. Die elektrischen Mess- und Präcisions-Instrumente. 2. Aufl. — IX. Band. Die Grundlehren der Elektrizität. — X. Band. Elektrisches Formelbuch. Terminologie in deutscher, französischer und englischer Sprache. — XI. Band. Die elektrischen Beleuchtungsanlagen. 2. Aufl. — XII. Band. Die elektrischen Einrichtungen der Eisenbahnen und das Signalwesen. — XIII. Band. Elektrische Uhren und Feuerwehr-Telegraphie. — XIV. Band. Die Haus- und Hôtel-Telegraphie. — XV. Band. Die Anwendung der Elektrizität für militärische Zwecke. — XVI. Band. Die elektrischen Leitungen und ihre Anlage für alle Zwecke der Praxis. — XVII. Band. Die elektrische Eisenbahn bezüglich ihres Baues und Betriebes. — XVIII. Band. Die Elektro-Technik in der Heilkunde. — XIX. Band. Die Spannungs-Elektrizität und ihre technischen Anwendungen. — XX. Band. Die Welt-Literatur der Elektrizität und des Magnetismus, 1860 bis 1883. — XXI. Band. Die Motoren der elektrischen Maschinen mit Bezug auf Theorie, Construction und Betrieb. — XXII. Die Generatoren hochgespannter Elektrizität. — XXIII. Das Potential und seine Anwendungen bei der Erklärung elektrischer Erscheinungen — u. s. w. u. s. w.

In Bänden à 15 bis 20 Bogen, mit zusammen mehr als 1000 Abbildungen, zum Preise von je 1 fl. 65 kr. ö. W. = 3 Mark = 4 Fr. = 1 R. 80 Kop. per Band geh., oder gbdn. à Band 2 fl. 20 kr. ö. W. = 4 Mark = 5 Fr. 35 Cts. = 2 R. 40 Kop.

Jeder Band für sich vollkommen abgeschlossen und einzeln zu haben.

A. Hartleben's Elektro-technische Bibliothek.

In reich illustrierten Bänden, geheftet à 1 fl. 65 kr. ö. W. = 3 Mark = 4 Francs = 1 R. 80 Kop.; elegant gebunden à 2 fl. 20 kr. ö. W. = 4 Mark = 5 Fr. 35 Cts. = 2 R. 40 Kop. Jeder Band ist für sich vollkommen abgeschlossen u. einzeln käuflich.

Inhalt der Sammlung:

I. Band. Die magnetelektrischen und dynamoelektrischen Maschinen und die sogenannten Secundär-Batterien, mit besonderer Rücksicht auf ihre Construction. Von Gustav Glaser-De Cew. Vierte Auflage. — II. Band. Die elektrische Kraftübertragung und ihre Anwendung in der Praxis, mit besonderer Rücksicht auf die Fortleitung und Vertheilung des elektrischen Stromes. Von Eduard Japing. Zweite Auflage. — III. Band. Das elektrische Licht. Von Dr. A. von Urbanitzky. Zweite Auflage. — IV. Band. Die galvanischen Batterien, Accumulatoren und Thermosäulen. Eine Beschreibung der hydro- und thermoelektrischen Stromquellen, mit besonderer Rücksicht auf die Bedürfnisse der Praxis. Von W. Ph. Hauck. Zweite Auflage. — V. Band. Die Verkehrs-Telegraphie, mit besonderer Rücksicht auf die Bedürfnisse der Praxis. Von J. Sack. — VI. Band. Telephon, Mikrophon und Radiophon, mit besonderer Rücksicht auf ihre Anwendungen in der Praxis. Von Theodor Schwartz. Zweite Auflage. — VII. Band. Die Elektrolyse, Galvanoplastik und Reinmetallgewinnung, mit besonderer Rücksicht auf ihre Anwendung in der Praxis. Von Eduard Japing. Zweite Auflage. — VIII. Bd. Die elektrischen Mess- und Präcisions-Instrumente. Ein Leitfaden der elektrischen Messkunde. Von A. Wilke. Zweite Auflage. — IX. Band. Die Grundlehren der Elektrizität, mit besonderer Rücksicht auf ihre Anwendungen in der Praxis. Von W. Ph. Hauck. — X. Band. Elektrisches Formelbuch mit einem Anhang, enthaltend die elektrische Terminologie in deutscher, französischer und englischer Sprache. Von Prof. Dr. P. Zech. — XI. Band. Die elektrischen Beleuchtungs-Anlagen, mit besonderer Berücksichtigung ihrer praktischen Ausführung. Von Dr. A. von Urbanitzky. Zweite Auflage. — XII. Band. Die elektrischen Einrichtungen der Eisenbahnen und das Signalwesen. Von L. Kohlfürst. — XIII. Band. Die elektrischen Uhren und die Feuerwehr-Telegraphie. Von Dr. A. Tobler. — XIV. Band. Die Haus- und Hôtel-Telegraphie. Von O. Canter. — XV. Band. Die Anwendung der Elektrizität für militärische Zwecke. Von Dr. Fr. Waechter. — XVI. Band. Die elektrischen Leitungen und ihre Anlage für alle Zwecke der Praxis. Von J. Zacharias. — XVII. Band. Die elektrische Eisenbahn bezüglich ihres Baues und Betriebes. Von Josef Krämer. — XVIII. Band. Die Elektro-Technik in der Heilkunde. Von Prof. Dr. Rudolf Lewandowski. — XIX. Band. Die Spannungs-Elektrizität und ihre technischen Anwendungen. Von Prof. K. W. Zenger. — XX. Band. Die Welt-Literatur der Elektrizität und des Magnetismus, 1860 bis 1883. Von Gustav May. — XXI. Band. Die Motoren der elektrischen Maschinen mit Bezug auf Theorie, Construction und Betrieb. Von Theodor Schwartz. — XXII. Band. Die Generatoren hochgespannter Elektrizität. Von Prof. Dr. J. G. Wallentin. — XXIII. Band. Das Potential und seine Anwendungen der Erklärung elektrischer Erscheinungen. Von Dr. Tumlirz — u. s. w. u. s. w.

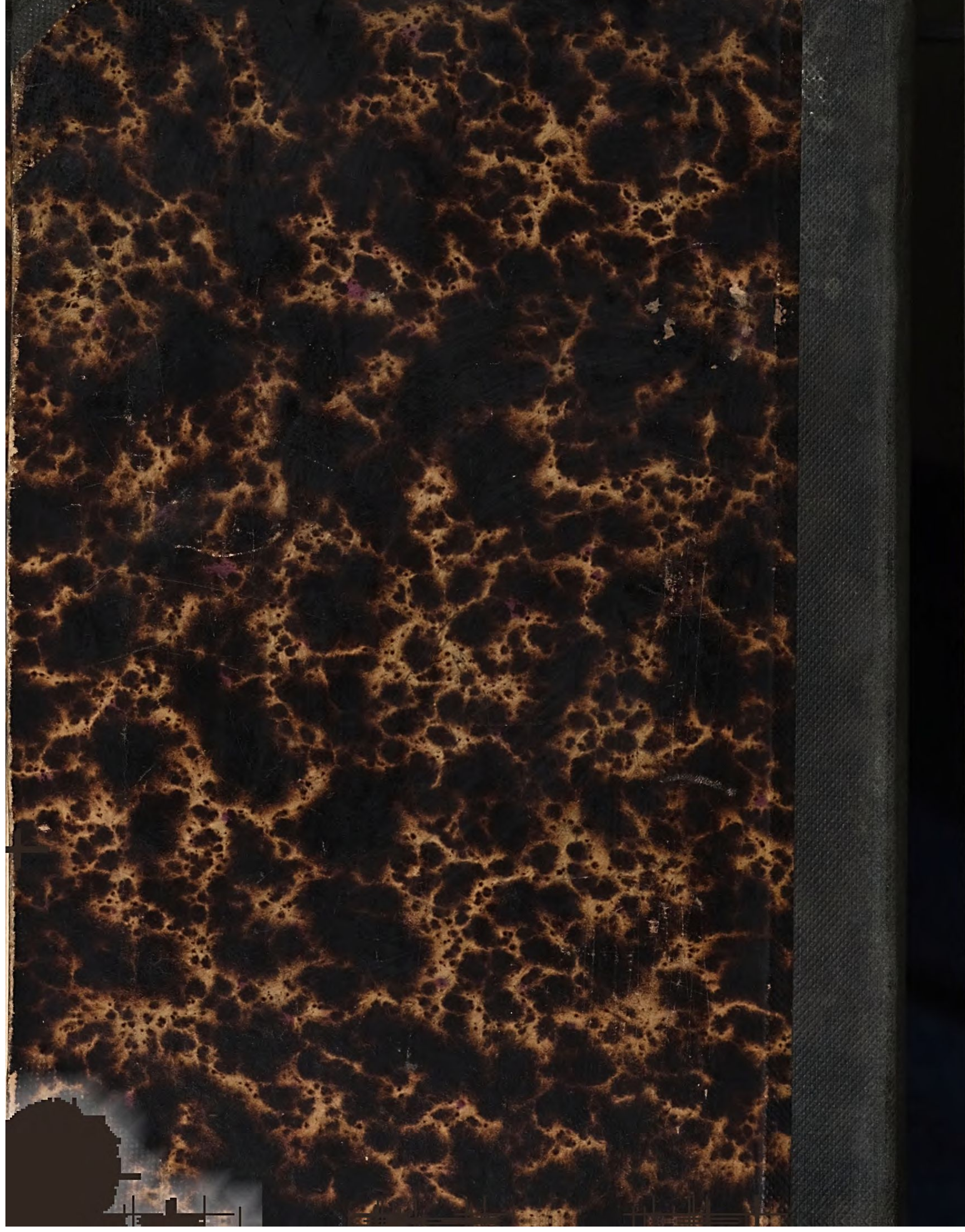
Die Sammlung kann auch in Lieferungen à 30 Kr. ö. W. = 60 Pf. = 80 Cts. = 36 Kop. bezogen werden.

Einzelne Werke werden nur in der Bandausgabe abgegeben.

Einbanddecken pro Band 40 Kr. ö. W. = 75 Pf. = 1 Fr. = 45 Kop.

A. Hartleben's Verlag in Wien, Pest und Leipzig.

400
Haeusler



Schwartze, Th.

Die Motoren der elektrischen Maschinen mit Bezug auf Theorie,
Construction und Betrieb Mit 133 Abbildungen

Wien 1884

Techn. 24 su-21

urn:nbn:de:bvb:12-bsb11888800-2